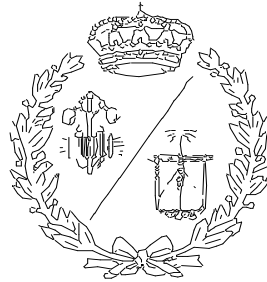


**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

**DISEÑO DE CUADRO DE DOBLE
SUSPENSIÓN PARA BICICLETA DE
MONTAÑA**

**Design of a full suspensión frame for
mountain bike**

Para acceder al Título de

GRADUADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Alejandro Pérez Sáiz

Septiembre - 2021

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO I. MEMORIA

DOCUMENTO II. ANEXO DE CÁLCULOS

DOCUMENTO III. PLANOS

DOCUMENTO IV. PLIEGO DE CONDICIONES

DOCUMENTO V. PRESUPUESTO

RESUMEN

El objetivo principal de este TFG es el de crear un diseño para un cuadro de doble suspensión para una bicicleta de montaña de la modalidad de enduro. Antes de adentrarse en lo que es el diseño propiamente dicho, se realiza una introducción a las partes de las que se compone un cuadro de bicicleta de estas características y a continuación se presentan los distintos sistemas de suspensión trasera más comunes y las propiedades de cada uno de ellos.

Una vez realizada la introducción, se comienza con el diseño, realizando una comparativa entre los dos sistemas de suspensión que más se pueden adecuar al funcionamiento del modelo final, una vez elegido el sistema se realiza un diseño preliminar en un programa de análisis de sistemas multicuerpo (Working Model) para crear una aproximación al sistema final. Tras realizar este paso, se introduce a un software específico de diseño de sistemas de suspensión y se refina el sistema lo máximo posible en lo que a aspectos cinemáticos se refiere.

Seguidamente, se crea un modelo más completo en Working Model al que se le realizan una serie de pruebas con la intención de llevar al sistema al límite para así poder obtener los esfuerzos máximos que se van a producir en los distintos elementos.

Tras realizar los cálculos anteriormente mencionados, se realiza un diseño del cuadro en un software de diseño CAD llamado Inventor y, una vez realizado este diseño, se importa el diseño a la herramienta que incorpora el propio programa (Basada en el software ANSYS) para el análisis de elementos finitos de los distintos componentes. Se introducen las cargas anteriormente obtenidas y se comprueban las tensiones obtenidas.

A continuación se realiza un análisis modal de cada uno de los elementos y se comparan los resultados obtenidos con las frecuencias a las que se producen las sollicitaciones más comunes producidas durante el uso del modelo.

Por ultimo se realiza un análisis a fatiga de los distintos elementos con la intención de comprobar la vida que tendrá el modelo.

ABSTRACT

The main objective of this TFG is to create a design for a full suspension frame for an enduro mountain bike. Before delving into what is the design itself, an introduction is made to the parts that make up a bicycle frame with these characteristics and then the different most common rear suspension systems and the properties of each one.

Once the introduction is made, the design begins, making a comparison between the two suspension systems that can best be adapted to the operation of the final model, once the system is chosen, a preliminary design is carried out in a multibody systems analysis program (Working Model) to create an approximation to the final system. After completing this step, a specific suspension system design software is introduced and the system is refined as much as possible in terms of kinematics.

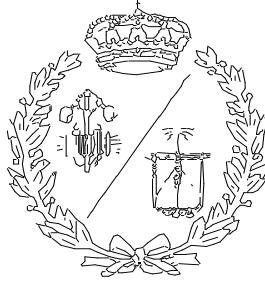
Next, a more complete model is created in Working Model to which a series of tests are carried out with the intention of taking the system to the limit in order to obtain the maximum efforts that are going to be produced in the different elements.

After performing the aforementioned calculations, a frame design is made in a CAD design software called Inventor and, once this design is made, the design is imported to the tool that incorporates the program itself (Based on ANSYS software) for the finite element analysis of the different components. The loads previously obtained are introduced and the tensions obtained are checked.

Next, a modal analysis of each of the elements is carried out and the results obtained are compared with the frequencies at which the most common stresses produced during the use of the model occur.

Finally, a fatigue analysis of the different elements is carried out with the intention of verifying the life that the model will have.

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN
UNIVERSIDAD DE CANTABRIA**



Proyecto Fin de Grado

DOCUMENTO I. MEMORIA

Autor: Alejandro Pérez Sáiz

Septiembre - 2021

INDICE

1. OBJETO DEL PROYECTO	1
2. ANTECEDENTES.....	2
2.1. ELEMENTOS DEL CUADRO	2
2.1.1. Triángulo delantero	2
2.1.2. Triángulo trasero o Basculante.....	3
2.1.3. Bieletas.....	4
2.1.4. Amortiguador.....	5
2.2. TIPOS DE SISTEMAS DE SUSPENSION Y SU EVOLUCIÓN A LO LARGO DEL TIEMPO.....	6
2.2.1. Monopivote.....	6
2.2.2. Monopivote articulado.....	7
2.2.3. 4 Bar o Horst-link	7
2.2.4. Pivote virtual.....	8
3. REQUISITOS DE DISEÑO.....	9
3.1. LIMITACIONES GEOMÉTRICAS	9
3.2. LIMITACIONES EN LOS MATERIALES	10
4. ANÁLISIS DE SOLUCIONES	11
4.1. ELECCION DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	12
4.1.1. Sistema Horst-Link.....	12
4.1.2. Sistema de Pivote Virtual	14
4.2. ESTUDIO PARAMÉTRICO	16
4.2.1. Tamaño y disposición de las bieletas.....	17
4.2.2. Longitud del triángulo trasero	18
4.2.3. Precarga y tarado del amortiguador	20

5. DESCRIPCION DE LA SOLUCION FINAL.....	23
5.1. TIPOLOGIA DE LA SOLUCION	23
5.2. MATERIALES EMPLEADOS	24
5.3. DIMENSIONES GENERALES	25
6. PLANIFICACION	27
7. PRESUPUESTO	29
8. REFERENCIAS	29

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Planificación global del proyecto	28
---	----

INDICE DE FIGURAS

Imagen 1 Triángulo delantero [1].....	3
Imagen 2 Basculante en una sola pieza [2].....	4
Imagen 3 Basculante en Varias piezas [3]	4
Imagen 4 Bieleta de tipo balancín [4]	5
Imagen 5 Amortiguador de muelle Fox DHX2 [5]	5
Imagen 6 Ejemplo de sistema monopivote.....	6
Imagen 7 Ejemplo de sistema monopivote articulado	7
Imagen 8 Ejemplo de sistema Horst-link	8
Imagen 9 Ejemplo de sistema de pivote virtual.....	8
Imagen 10 Sistema de suspensión Horst-Link	12
Imagen 11 Gráfica Leverage Ratio.....	13
Imagen 12 Gráfica de fuerzas(azul) y su derivada(rojo)	13

Imagen 13 Sistema de suspensión de pivote virtual	14
Imagen 14 Gráfica Leverage Ratio.....	15
Imagen 15 Gráfica de fuerzas (Azul) y su derivada (Rojo)	15
Imagen 16 Comparación de longitudes de bieleta superior	17
Imagen 17 Comparación de longitudes de bieleta inferior.....	18
Imagen 18 Imagen del diseño final del cuadro.....	23
Imagen 19 Propiedades Físicas del aluminio 7075 [7]	24
Imagen 20 Cotas generales del diseño final	25
Imagen 21 Dimensiones de la a) bieleta inferior (izquierda) y la b) bieleta superior (derecha)	26

1. OBJETO DEL PROYECTO

El proyecto consiste en el diseño mecánico de un cuadro de una bicicleta de montaña, más concretamente de la disciplina del ciclismo conocida como "enduro". Este diseño se tiene que ajustar a unos criterios concretos dados por las necesidades que tienen este tipo de bicicletas. Los principales objetivos del proyecto son:

1. Realizar un diseño geométrico del cuadro, dimensionando todos los elementos pertenecientes al mismo, así como los distintos ángulos y tolerancias.
2. Análisis de los esfuerzos que se van a producir en los diferentes elementos ante diferentes tipos de solicitaciones externas, mediante el uso de un software de sistemas multicuerpo.
3. Estudio preliminar del comportamiento dinámico del sistema de suspensión trasero.
4. Análisis de tensiones y deformaciones de todos los elementos, tanto del basculante como del triángulo delantero, empleando un software de elementos finitos.

2. ANTECEDENTES

Para crear un diseño óptimo del cuadro, es necesario estudiar los distintos elementos que lo componen, así como las distintas soluciones que han ido aportando los fabricantes a lo largo del tiempo y su evolución. A lo largo de esta sección se presentarán algunos de los diseños más comunes, sus comportamientos y las distintas evoluciones que se han ido desarrollando con el paso del tiempo.

2.1. ELEMENTOS DEL CUADRO

La función principal del cuadro es la de soportar y minimizar en la medida de lo posible todos los esfuerzos, ya sean producidos por el terreno o por la propia bicicleta. También debe adaptarse a las necesidades específicas de la disciplina a la que esté orientado, ya sea en cuanto a geometría, peso, resistencia o vida útil.

Para cada disciplina se diseñará un cuadro diferente en función de las características que se demanden. En este caso, el cuadro estará diseñado para la disciplina conocida como "Enduro", disciplina en la que se demanda una gran capacidad de absorción de los impactos, con una geometría adaptada a los lugares por los que se rueda y una gran resistencia; sin ser tan importantes parámetros como el peso.

En este tipo de diseños, el elemento que mayor importancia cobra es el sistema de suspensión, dado que es el encargado de minimizar el impacto que producen las irregularidades del terreno sobre el resto de elementos y en el confort del piloto, así como de mantener la rueda trasera el mayor tiempo posible en contacto con el suelo, aumentando así su agarre. Los elementos básicos que componen el sistema de suspensión son los siguientes: Triángulo trasero, amortiguador y bieletas, los cuales van acoplados al triángulo delantero de la bicicleta.

A continuación, se realiza una breve descripción de estos elementos, que son el objeto de diseño del presente proyecto.

2.1.1. Triángulo delantero

Es el elemento principal del cuadro, sobre el que se añaden todas las demás partes de éste. Su función es la de soportar el peso del piloto, así como los esfuerzos

producidos por agentes externos y por el contacto con el suelo, transmitidos principalmente a través de los sistemas de suspensión trasera y delantera.

En la Imagen 1 se muestra un ejemplo de triángulo delantero tubular.



Imagen 1 Triángulo delantero [1]

2.1.2. Triángulo trasero o Basculante

El basculante es la parte principal del sistema de suspensión, dado que es el encargado de unir las diferentes partes del sistema, así como de albergar la rueda trasera. Va unido al triángulo delantero. Esta pieza debe de soportar los esfuerzos producidos durante el pedaleo, así como los esfuerzos derivados de los impactos que se producen durante las bajadas.

Dependiendo del sistema de suspensión, este triángulo trasero podrá estar compuesto de una única pieza (Imagen 2) o de varias (Imagen 3).



Imagen 2 Basculante en una sola pieza [2]



Imagen 3 Basculante en Varias piezas [3]

2.1.3. Bieletas

Su función es principalmente la de unir distintos elementos del sistema de suspensión. Dependiendo del tamaño, la forma y la disposición de éstas, se puede conseguir que el comportamiento del sistema cambie completamente adaptándole a las necesidades requeridas. En la Imagen 4 se puede ver una bieleta de tipo balancín.



Imagen 4 Bieleta de tipo balancín [4]

2.1.4. Amortiguador

Elemento imprescindible en cualquier sistema de suspensión. Se encarga de almacenar y disipar la energía producida durante los impactos de la bajada. En el ciclismo se pueden encontrar amortiguadores con dos tipos de resorte: Resorte de aire o resorte de muelle; cada uno tiene unas propiedades y características diferenciadas que los hacen más adecuados para un tipo u otro de necesidades del terreno.

En este proyecto se opta por utilizar un resorte de muelle, el cual está compuesto por un resorte el cual almacena la energía y por un circuito hidráulico que se encarga de disipar la energía almacenada mediante fricción viscosa, así como de bloquear o desbloquear el flujo de aceite cuando sea necesario. En la Imagen 5 se muestra un amortiguador de este tipo.

Además, suelen contar con la opción de ajustar tanto la tensión de precarga como de rebote, dado que dependiendo de la bicicleta en la que se encuentren, así como del peso del piloto, estos valores pueden cambiar de forma notable y es necesario poder ajustarlos.



Imagen 5 Amortiguador de muelle Fox DHX2 [5]

Las distintas formas de combinar los elementos que componen el sistema de amortiguación hasta ahora descritos, así como sus dimensiones, darán lugar a distintos comportamientos y diferentes configuraciones de sistemas de suspensión que se van a presentar a continuación:

2.2. TIPOS DE SISTEMAS DE SUSPENSIÓN Y SU EVOLUCIÓN A LO LARGO DEL TIEMPO

A lo largo del tiempo, los sistemas de suspensión han evolucionado hasta tal punto que actualmente poco queda de aquellos diseños que comenzaron a aparecer en la década de los 90s. En esta época los diseños eran simplistas (carentes de ningún tipo de bieleta o balancín) y no tenían en cuenta muchos de los aspectos que en los diseños actuales son de gran importancia para la mejora de su comportamiento.

A continuación, veremos los sistemas de suspensión más comunes y sus principales características:

2.2.1. Monopivote

Es el sistema más básico de todos, aquí el basculante está unido directamente al amortiguador y, por ende, sin ningún tipo de bieleta de por medio. Actualmente su uso es casi anecdótico dado que es un sistema demasiado lineal y no tiene muchas opciones de personalizar su comportamiento. En cuanto a sus ventajas destaca por su gran simplicidad y su bajo mantenimiento. En la Imagen 6 se muestra cuadro con este sistema.

Imagen 6 Ejemplo de sistema monopivote

2.2.2. Monopivote articulado

Es una evolución del sistema monopivote, muy usada en la actualidad en bicicletas ligeras de poco recorrido por su ligereza y por aportar una gran libertad a la hora de diseñar las formas del cuadro. Sigue el mismo concepto del sistema monopivote, con la diferencia de que ahora se añade una bieleta entre el triángulo trasero y el amortiguador, aumentando mucho la capacidad de personalización del sistema. En la Imagen 7 se puede ver un ejemplo de este sistema.

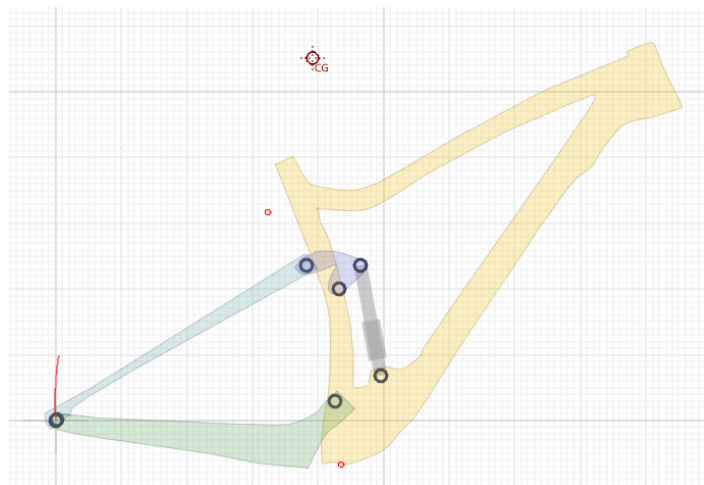


Imagen 7 Ejemplo de sistema monopivote articulado

2.2.3. 4 Bar o Horst-link

Muy usado en bicicletas con algo más de recorrido, se diferencia del monopivote articulado en la adición de un punto de giro en las propias vainas, cerca del eje de la rueda. Este sistema mejora el funcionamiento de la suspensión a cambio de un mayor peso y mantenimiento, al tener más puntos de giro como se puede ver en la Imagen 8.

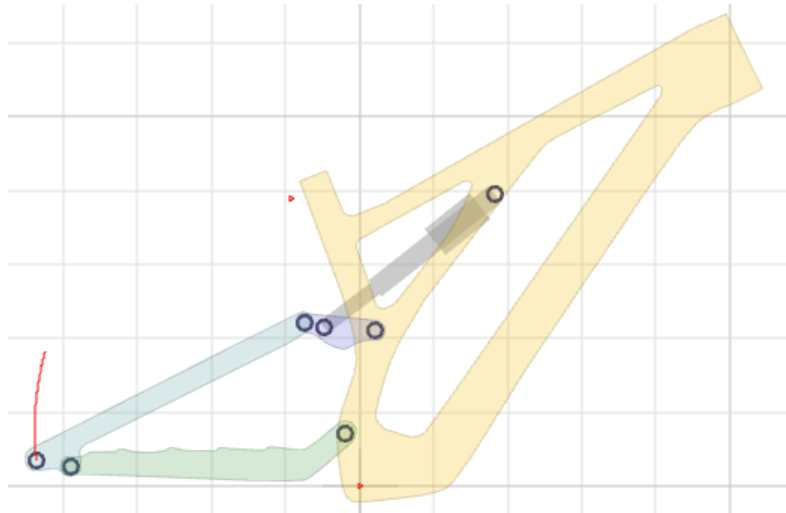


Imagen 8 Ejemplo de sistema Horst-link

2.2.4. Pivote virtual

Se caracteriza por ser el sistema con mayor opción de personalización de todos. Está compuesto por un triángulo trasero de una pieza anclado al triángulo delantero y al amortiguador por dos bieletas, de tal forma que el triángulo trasero no se encuentra anclado directamente al triángulo delantero en ningún punto. Son empleados en bicicletas de mayor recorrido, dado que aportan un funcionamiento más refinado que las otras configuraciones, pero, por el contrario, tiene un mayor peso y una mayor complejidad a la hora de realizar su mantenimiento. La Imagen 9 es un buen ejemplo de este sistema.

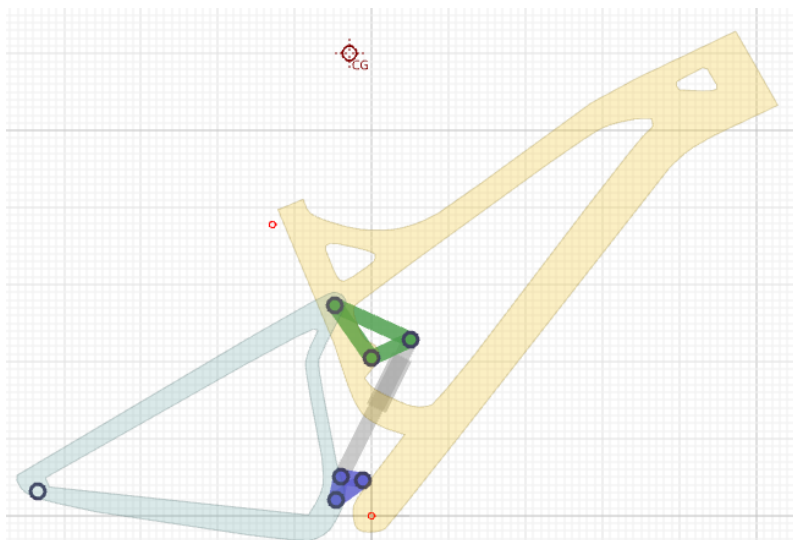


Imagen 9 Ejemplo de sistema de pivote virtual

3. REQUISITOS DE DISEÑO

A continuación, se exponen las limitaciones que deben tenerse en cuenta a la hora de diseñar el cuadro, ya sea por la propia talla de éste, por la posterior compatibilidad con los elementos que se van a añadir o por los materiales y los métodos de fabricación requeridos.

3.1. Limitaciones geométricas

- En cuanto al tamaño del cuadro, este va a ser de una talla mediana, la cual corresponde a una persona de entre 1,70 y 1,78m aproximadamente. Para que el cuadro se adapte correctamente a una persona de este tamaño se debe tener en cuenta que la distancia horizontal que debe haber entre el sillín y la pipa de dirección del manillar debe ser de unos 600mm, sin haber una medida exacta, pero siempre siendo una medida similar a la anteriormente mencionada.
- En cuanto a las compatibilidades con los elementos que se le van a añadir posteriormente (ruedas, horquilla delantera, transmisión...) los principales puntos a tener en cuenta son los siguientes:
 - o En el triángulo trasero debe de haber espacio suficiente para albergar una rueda de tamaño 27,5 pulgadas, la cual tiene un diámetro de unos 710mm dependiendo del tamaño del neumático y una anchura aproximada de 65mm. Es necesario que haya un espacio libre alrededor de todos los puntos del neumático para evitar posibles problemas con la evacuación del barro, así como roces debidos a las deformaciones de este.
 - o En la zona delantera, se debe diseñar el triángulo delantero de tal forma que entre una horquilla de 170mm de recorrido (con una longitud aproximada de 570mm dependiendo de la marca de esta) y una rueda de 29 pulgadas con un diámetro aproximado de 730mm, sin alterar los ángulos de dirección y sillín calculados inicialmente.
 - o En cuanto al sistema de suspensión, este deberá tener un recorrido mínimo de 160mm en la rueda trasera ya que las necesidades de este tipo de bicicletas necesitan recorridos iguales o mayores a este.

3.2. Limitaciones en los materiales

- Dado que se trata de un prototipo, no se pueden emplear materiales como la fibra de carbono para la construcción de éste, ya que se precisa de moldes especiales, los cuales harían imposible la realización de un prototipo como el que se pretende diseñar. Por lo tanto, se empleará un material metálico unido mediante soldadura de arco eléctrico.
- En cuanto a las técnicas de fabricación, para los tubos principales, se emplearán perfiles comerciales para simplificar la obtención y reducir el coste de estos. Para las bieletas, la caja de pedalier, la dirección y los alojamientos de los ejes, se emplearán piezas mecanizadas mediante una fresadora CNC dado que, a pesar de ser mucho más caro, permite tener piezas totalmente personalizadas que facilitan mucho el montaje posterior y el rendimiento final del prototipo.

4. ANÁLISIS DE SOLUCIONES

Una vez estudiados los sistemas de suspensión más empleados en el mundo del ciclismo, los cuales se han resumido y adaptado al contexto de este proyecto en la sección 2, se van a definir una serie de parámetros que permitan comparar los diferentes modelos posibles y, así, elegir el que más convenga dependiendo de los requisitos de diseño del presente proyecto.

En el análisis dinámico de los elementos del basculante mediante software multi-cuerpo recogido en el Documento II, se han obtenido las diferentes fuerzas que aparecen en el basculante ante diversas situaciones (impacto debido una caída libre, simulación de un terreno irregular). Estas fuerzas, dependiendo del sistema de suspensión, generarán un comportamiento u otro. Para determinar dicho comportamiento, se han analizado una serie de parámetros del sistema de suspensión, que son los siguientes:

- Desplazamiento del amortiguador con respecto de la rueda ("Leverage Ratio").
- Fuerzas en la rueda y en el amortiguador durante la compresión de este.
- Capacidad de personalización del sistema según las necesidades.

De todos estos parámetros, el más relevante de cara al diseño del cuadro es el "Leverage ratio", dado que es un indicador de cómo de progresivo o de lineal es el sistema a lo largo de su recorrido, aportando gran información acerca de su comportamiento final.

Las distintas soluciones vienen dadas por las distintas configuraciones de posición entre el triángulo trasero, las bieletas/balancines y el amortiguador; es decir, por los distintos sistemas de suspensión. A continuación, se detallará la comparativa entre los sistemas Horst-Link y el sistema de Pivote Virtual, dado que son los dos sistemas más empleados y los que mejor se pueden adaptar al diseño objeto de este proyecto.

4.1. ELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Para la elección del sistema de suspensión se ha realizado una comparación entre los 4 sistemas descritos en la sección 2.2 del presente documento. Debido a los requisitos de diseño, tanto por recorrido como por cinemática del propio sistema de suspensión, se desestiman los dos sistemas monopivote - tanto el monopivote simple, como el articulado -, por no ser adecuados en la aplicación "enduro". Por lo tanto, a continuación, se incluye la comparativa únicamente de los sistemas Horst-Link y pivote virtual.

4.1.1. Sistema Horst-Link

En esta tipología de sistema de suspensión, el triángulo trasero está dividido en dos piezas, de tal forma que la parte inferior está unida al triángulo delantero y la parte superior se encuentra unida a una bieleta que está a su vez unida al amortiguador y al triángulo delantero, tal y como se muestra en la Imagen 10.

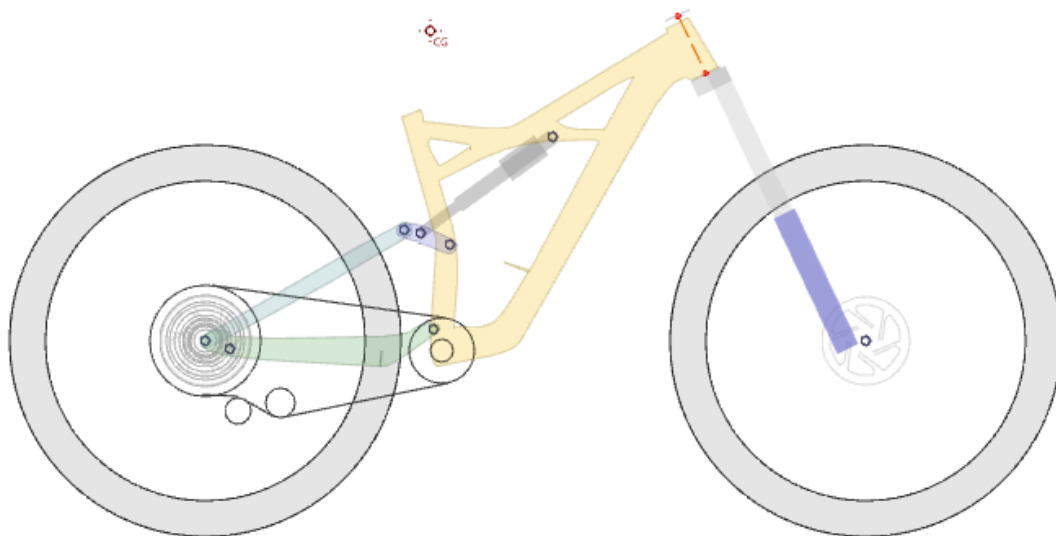


Imagen 10 Sistema de suspensión Horst-Link

Con el objeto de realizar una comparativa entre los parámetros de la suspensión para las dos configuraciones, a continuación, se muestra el Leverage Ratio cuando se aplica fuerza sobre el sistema (Imagen 11), así como la fuerza aplicada (Imagen 12), en función del recorrido de la rueda.

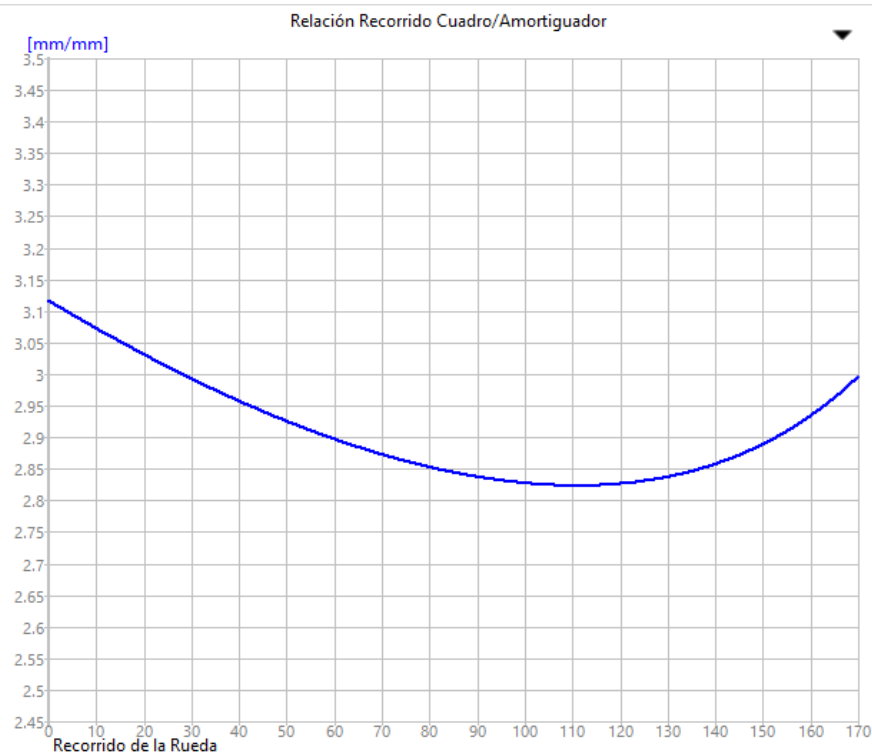


Imagen 11 Gráfica Leverage Ratio

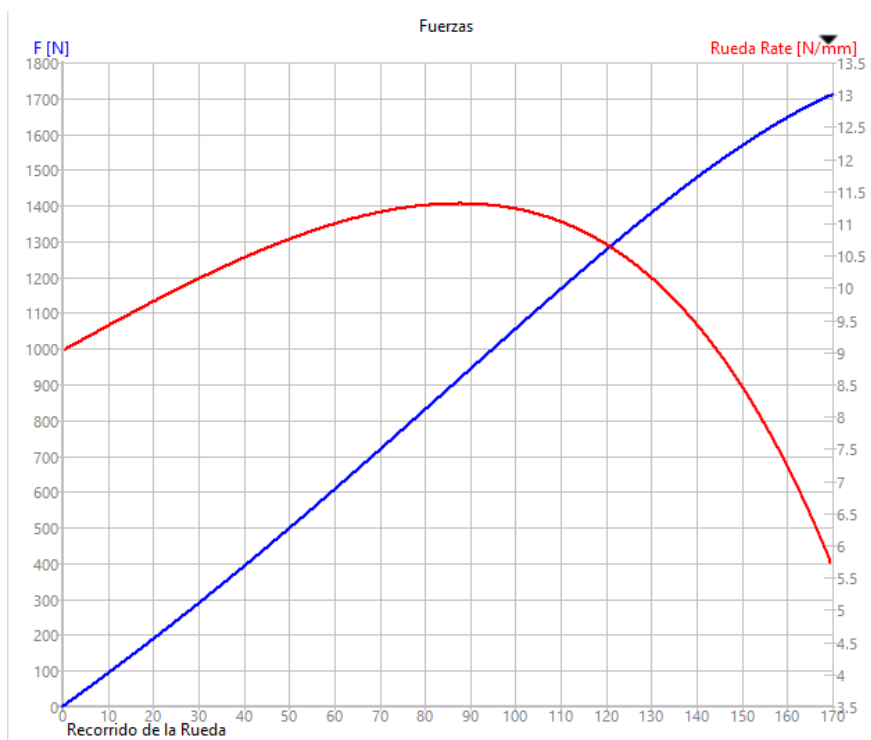


Imagen 12 Gráfica de fuerzas(azul) y su derivada(rojo)

Como se puede observar en las gráficas, este tipo de sistemas suelen ser de tipo progresivo-regresivo, lo cual hace que tenga una buena sensibilidad en el tramo

inicial, un buen soporte en la zona media, pero una escasa resistencia en el tramo final del recorrido, dado que el sistema se vuelve regresivo, ablandando la suspensión en este tramo. Este hecho hace desestimar este tipo de sistema de suspensión para el diseño del presente proyecto, dado que la intención inicial es usar un amortiguador de muelle que es completamente lineal en su funcionamiento y, por lo tanto, se necesita una mayor progresividad en el sistema.

4.1.2. Sistema de Pivote Virtual

Como ya se ha comentado en la sección 2.2 de este documento, el sistema de pivote virtual es un sistema de suspensión en el cual el triángulo trasero está formado por una única pieza. Ésta no está anclada directamente al cuadro en ningún punto, sino que se une a él mediante dos bieletas o balancines tal y como se muestra en la Imagen 13.

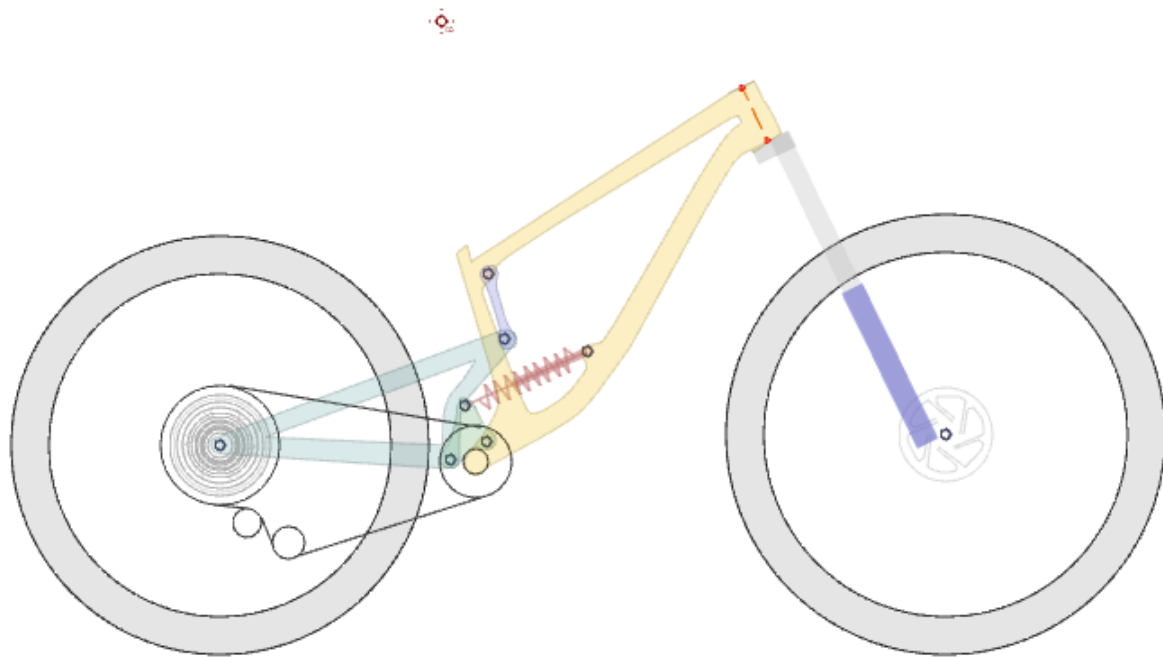


Imagen 13 Sistema de suspensión de pivote virtual

Siguiendo la misma metodología que con la anterior configuración de suspensión, se muestra, a continuación, el Leverage Ratio cuando se aplica fuerza sobre el sistema (Imagen 14), así como la fuerza aplicada (Imagen 15), en función del recorrido de la rueda.

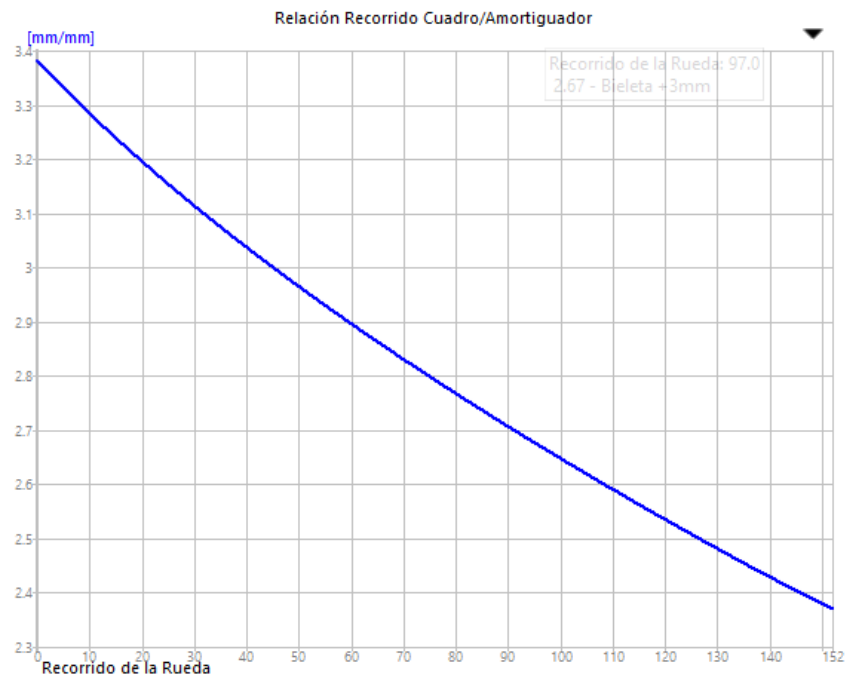


Imagen 14 Gráfica Leverage Ratio

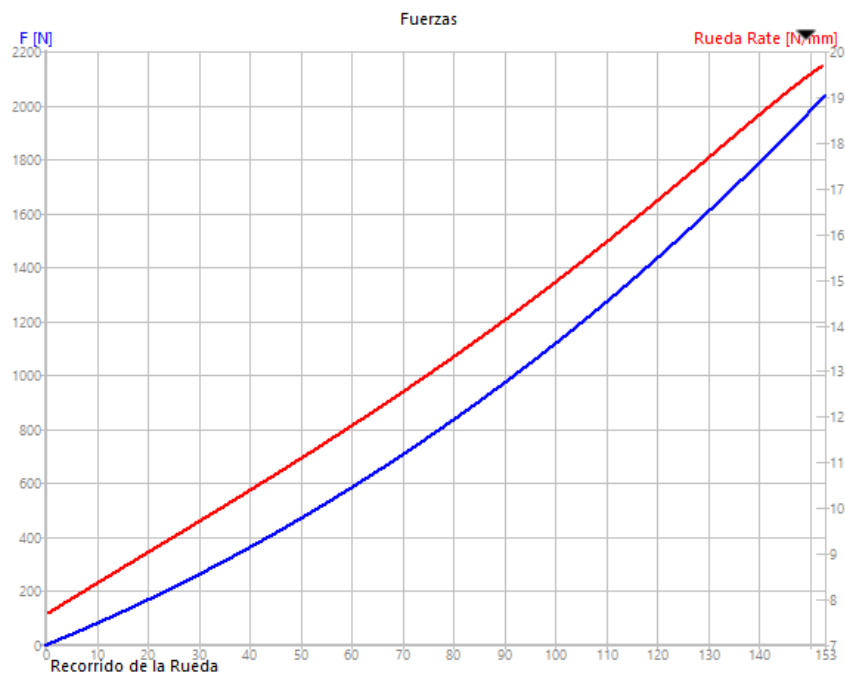


Imagen 15 Gráfica de fuerzas (Azul) y su derivada (Rojo)

Como se puede observar, este tipo de sistemas suelen ser de tipo progresivo, lo cual hace que tenga una buena sensibilidad en el tramo inicial, un buen soporte en la zona media y final, al contrario de lo que sucedía en el tramo final del Horst-Link.

A partir de la comparativa entre configuraciones de sistemas de suspensión es la de que el sistema de pivote virtual, por su propia naturaleza, tiende a ser más progresivo que el Horst-Link, lo que le hace mejor para su uso con amortiguador de muelle. También tiene una mayor capacidad de personalización del comportamiento de la suspensión, al poder jugar con la disposición, el tamaño y la forma de las dos bieletas.

Tras analizar y comparar los tipos de sistemas de suspensión más comunes, se ha elegido el sistema de pivote virtual para realizar el diseño del cuadro objeto de este proyecto.

Una vez elegido el tipo de configuración de suspensión, es necesario analizar el comportamiento de la misma cuando se varían diferentes parámetros y geometrías de los elementos que la componen. Este estudio se presentará a continuación.

4.2. ESTUDIO PARAMÉTRICO

Al estudiar anteriormente las limitaciones que tenemos para el diseño de la suspensión, se han definido una serie de parámetros constructivos que vienen impuestos por el propio diseño, o no permiten realizar grandes modificaciones. No obstante, se estudiará cómo optimizar el diseño de la suspensión para adaptarlo lo máximo posible a los requisitos y necesidades de diseño, haciendo un estudio de cada elemento en detalle. El estudio detallado de la variación y la optimización del comportamiento del sistema de suspensión está reflejado en el ANEXO I.

Los parámetros que se pueden modificar principalmente para optimizar el sistema de suspensión son los siguientes:

- Tamaño y disposición de las bieletas
- Longitud del triángulo trasero
- Precarga y tarado del amortiguador

Se ha realizado un análisis de cada uno de estos aspectos, con el objetivo de realizar el diseño geométrico de la suspensión, con respecto a su comportamiento cinemático.

4.2.1. Tamaño y disposición de las bieletas

Cambiando la disposición de las bieletas conseguimos distintas combinaciones de los elementos del sistema, lo que permite crear sistemas totalmente distintos entre sí. Sin embargo, cambiando el tamaño de las bieletas se altera en menor medida las características del sistema. Por norma general, con unas bieletas más largas se consiguen funcionamientos más lineales y construcciones más sencillas, por el contrario, con unas bieletas más cortas, se obtiene una mayor progresividad a costa de una mayor dificultad para la creación del sistema.

En cuanto al ángulo en el que se encuentran las distintas bieletas entre sí, variando éste, se modificarán distintos parámetros cinemáticos, como el CIR del sistema, el Anti-Squat o el Brake Squat. Todos estos parámetros se pueden ver explicados y calculados de forma detallada en el Documento II.

De cara a obtener la solución más satisfactoria para los requisitos de diseño, inicialmente se realiza una comparación del sistema, con distintos tamaños de la bieleta superior y, una vez elegida la bieleta superior, posteriormente con distintos tamaños de la bieleta inferior.

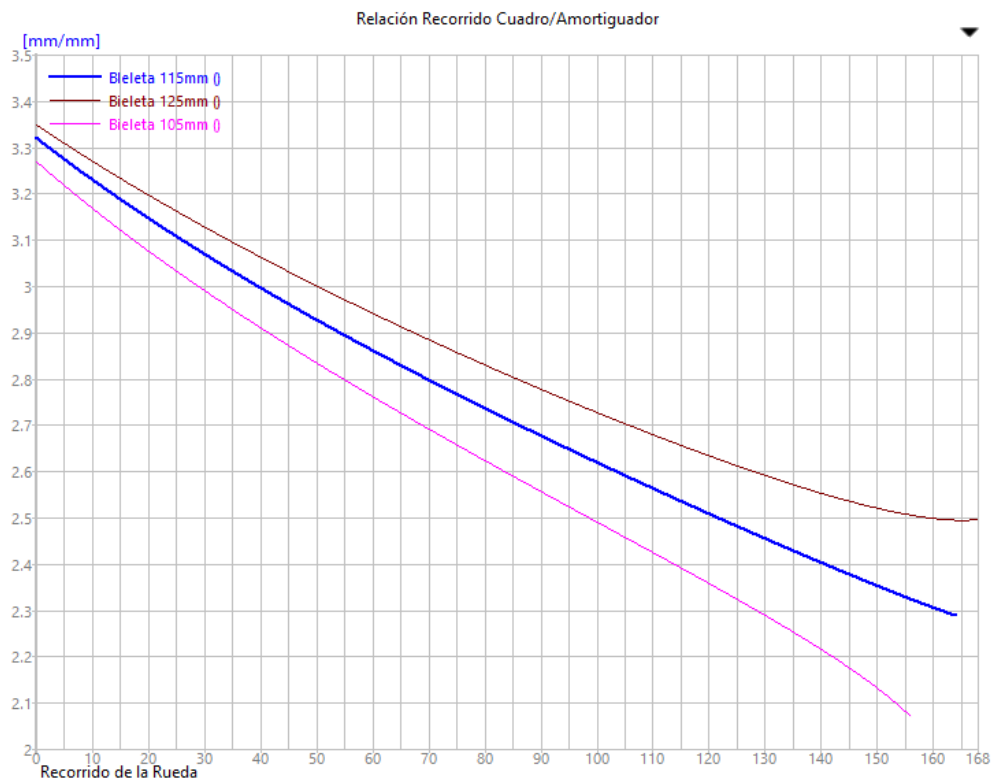


Imagen 16 Comparación de longitudes de bieleta superior

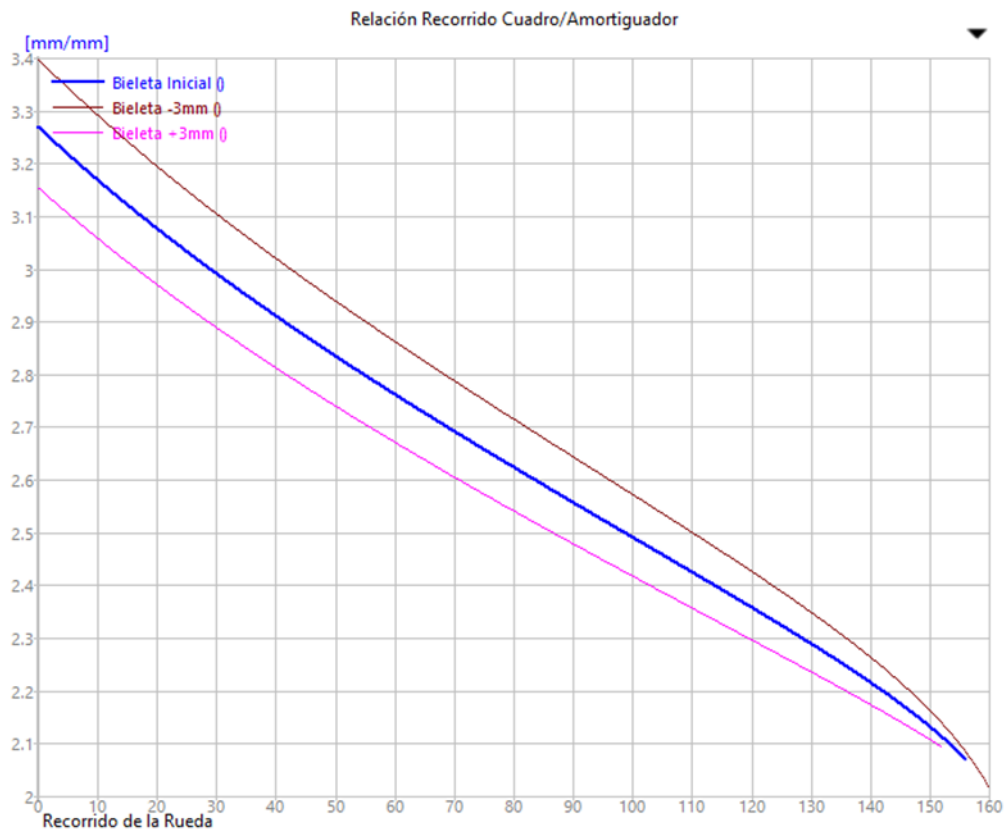


Imagen 17 Comparación de longitudes de ballesta inferior

Tras realizar la comparativa, finalmente se decide tomar como solución la configuración con las ballestas más cortas, tanto en la superior como en la inferior. En la Imagen 16 correspondiente con la gráfica en rosa y en la Imagen 17 la gráfica marrón por tener un comportamiento más progresivo que los otros casos analizados.

4.2.2. Longitud del triángulo trasero

Como norma general, con un triángulo trasero más largo, se alterará, no solo el comportamiento del sistema, sino el comportamiento del conjunto de la bicicleta. En esta línea, cuanto más largo, se conseguirá un mayor recorrido del sistema, modificando de forma directa el leverage ratio del sistema. También se obtendrá una mayor estabilidad de la bicicleta a altas velocidades, penalizando la maniobrabilidad de la misma.

En este proyecto, se ha decidido no alterar el valor de 435mm de longitud propuesto inicialmente para el triángulo trasero, dado que, unas vainas más cortas podrían producir incompatibilidades con el resto de elementos del cuadro (golpeos

de la rueda con diferentes partes del cuadro al comprimirse las suspensiones e ineficiente evacuación del barro) y unas vainas más largas aumentarían el radio de giro del modelo en exceso, siendo perjudicial para su posterior manejo.

A pesar de los inconvenientes anteriormente mencionados, se realiza una comparativa entre un modelo con vainas de 435mm, uno con vainas de 415mm y uno con vainas de 455mm para analizar el impacto que tiene también en el recorrido y el leverage ratio (Imagen 18).

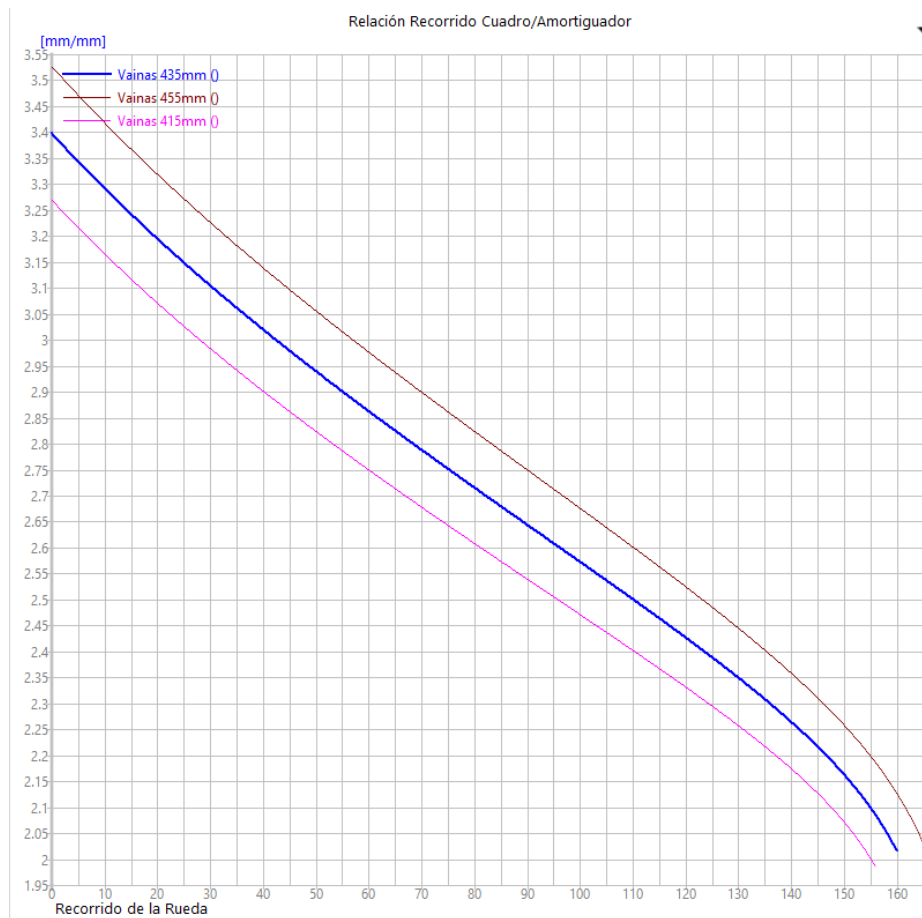


Imagen 18 Comparativa de longitudes de triángulo trasero

Como se puede ver, al variar la longitud del triángulo trasero se desvía el leverage ratio medio de su punto óptimo (en torno a 2.7), el cual se consigue con las vainas de 435mm y, en el caso de las vainas de 455mm, aumenta en exceso el recorrido produciendo posibles incompatibilidades con los demás elementos del cuadro. Estos resultados hacen decantarse aún más por esa medida intermedia de 435mm.

4.2.3. Precarga y tarado del amortiguador

El tarado del amortiguador es un aspecto clave en el funcionamiento del sistema. Controlando la precarga se ajusta el sistema al peso del piloto y, mediante las regulaciones del circuito hidráulico y la dureza del muelle, se puede adaptar el sistema a las condiciones del terreno sobre las que se vaya a rodar.

La precarga se ajusta mediante una rosca que gira solidaria al muelle, con la que se da o se quita tensión inicial. Es muy importante tener este valor bien ajustado dado que una precarga incorrecta puede hacer que el sistema cambie totalmente su funcionamiento.

Con los ajustes de hidráulico, se puede regular la cantidad de energía que se disipa en la compresión del muelle, así como en la extensión. Es muy importante sobre todo ajustar la extensión, ya que una configuración errónea puede dar lugar a inestabilidades en el sistema.

Estos ajustes varían mucho dependiendo del peso del piloto, su estilo de conducción y el terreno sobre el que se rueda, por lo que no es adecuado dar unos valores concretos para estos parámetros en el modelo. No obstante, se realiza un estudio en un escenario creado en Working Model, para ajustar estos parámetros.

El estudio consiste en dejar caer el modelo con un piloto de 120kg, desde una pequeña altura para comprobar el SAG del amortiguador y comprobar como este recupera la posición de reposo tras el impacto para estimar el ajuste del hidráulico. Un ajuste muy elevado del hidráulico hará que el amortiguador retorne a su posición muy lentamente, haciendo que, en zonas de baches muy continuos, no se recupere todo el recorrido entre un impacto y el siguiente, desaprovechando parte del recorrido. Además, si el ajuste es muy elevado, al amortiguador también le costará más comprimirse haciendo que el sistema no funcione correctamente. Por el contrario, si el hidráulico tiene un ajuste muy bajo, antes de estabilizarse en su posición, el amortiguador oscilará en exceso generando inestabilidades en la conducción.

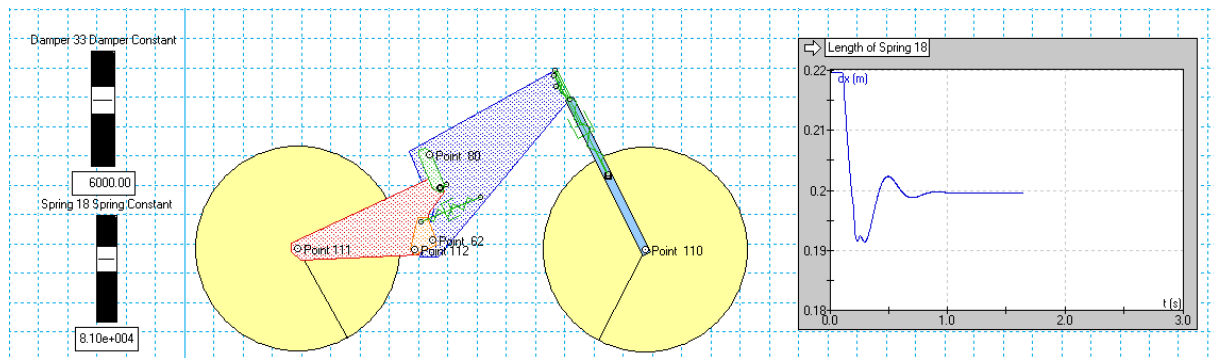


Imagen 19 Ajuste con SAG correcto y bajo hidráulico

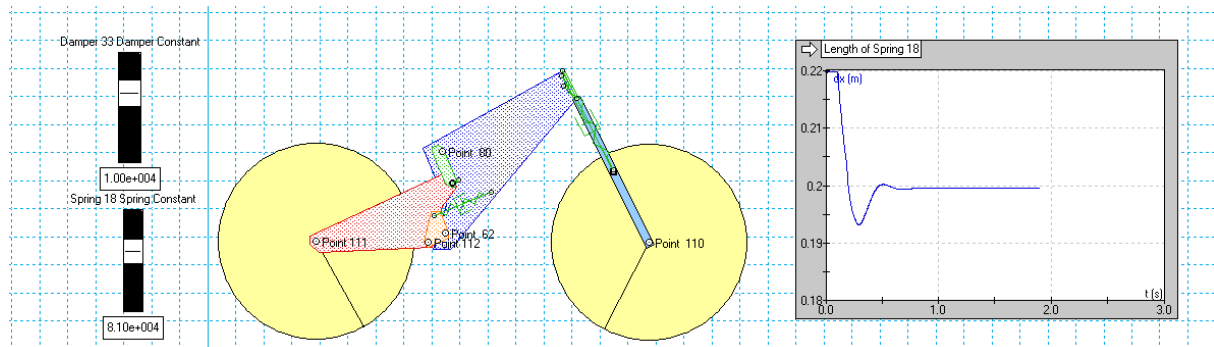


Imagen 20 Ajuste con SAG correcto e hidráulico correcto

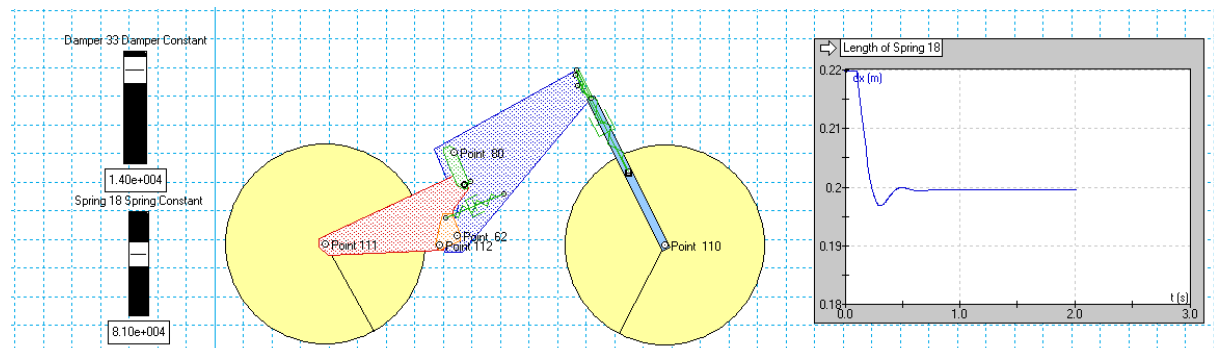


Imagen 21 Ajuste con SAG correcto y alto hidráulico

Como se puede ver en la Imagen 19, la Imagen 20 y la Imagen 21, los hechos anteriormente comentados se pueden ver en la gráfica de la longitud del amortiguador. Un valor muy bajo genera inestabilidades mientras que un valor excesivo endurece el sistema y además hace que se vuelva muy lento a la hora de volver a la posición inicial.

Un buen punto de partida para el ajuste de estos valores es el obtenido en la Imagen 20 ($K=81000 \text{ N/mm} = 525 \text{ Lb/in}$ y $C=10000 \text{ N*s/m}$) ya que es el que nos proporciona un funcionamiento más equilibrado del sistema.

5. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN FINAL

En el siguiente capítulo se mostrará la solución adoptada finalmente, detallando tanto la tipología de la solución, los materiales empleados, las dimensiones generales y los detalles constructivos.

5.1. TIPOLOGIA DE LA SOLUCION

Tras analizar las diferentes opciones disponibles, al final el diseño creado es el de un cuadro de bicicleta optimizado para llevar una horquilla de 29" y 170mm de recorrido en la rueda delantera, y una rueda de 27,5" y 160mm de recorrido en la rueda trasera. Para el sistema de suspensión se ha optado por un sistema de bieletas y un triángulo trasero rígido llamado pivote virtual, en el que se anclará el amortiguador a la bieleta inferior. Todos los elementos del cuadro se realizarán en aluminio, empleando tubería de perfil comercial para los tubos principales y aluminio mecanizado en las bieletas y en diversos detalles del cuadro. En la Imagen 22, se puede ver un renderizado del diseño final.



Imagen 22 Imagen del diseño final del cuadro

5.2. MATERIALES EMPLEADOS

La elección de los materiales ha sido una decisión difícil dada la gran variedad de materiales empleados en la fabricación de bicicletas. Desde un inicio la fibra de carbono quedó desestimada, dado que el proceso de fabricación que requiere este material nos imposibilita su empleo. Tras realizar una primera búsqueda de los materiales, hubo que desestimar también el uso de titanio, tanto por precio, como por dificultad para conseguirlo. A su vez, también se desestimó el acero debido a su alta densidad y a los posibles problemas de corrosión que puede generar a medio y largo plazo.

Por lo tanto, el material que se va a emplear para la construcción tanto del triángulo delantero como para el sistema de suspensión será el aluminio.

La aleación elegida para la construcción del cuadro es la del aluminio 7075 T6 (Imagen 23) y por ser una de las más empleadas en el sector del ciclismo y dar muy buenos resultados resistentes. Se opta por esta aleación frente a la 6061 T6 (la otra aleación más empleada) debido a su mayor límite elástico y su mayor resistencia a la fatiga, a pesar de su mayor densidad y dificultad a la hora de soldar.

-7075- (ALUMINIO – ZINC)

COMPOSICIÓN QUÍMICA

%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Otros elementos	Al
Mínimo			1,20		2,10	0,18	5,10		Zr + Ti Total	
Máximo	0,40	0,50	2,00	0,30	2,90	0,28	6,10	0,20	0,25 0,15	El resto

PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS (a temperatura ambiente de 20°C)

Estado	Espesor	Características a la tracción			Límite a la fatiga N/mm²	Resistencia a la cizalladura τ N/mm2	Dureza Brinell (HB)
		Carga de rotura Rm. N/mm2	Límite elástico Rp 0,2, N/mm²	Alargamiento A 5,65%			
0		225	105		230	150	60
T6	6 – 12	530	450	8	300	350	140
T6	12 – 25	530	450	5	300	350	140
T6	26 – 50	530	450	3	300	350	140
T6	51 – 63	500	430	2	300	350	130
T6	63 – 75	480	410	2	300	350	130
T6	75 – 100	480	390	2	300	350	130
T7351		505	435	13	300	305	140

Imagen 23 Propiedades Físicas del aluminio 7075 [7]

Los estados 0 y T6 corresponden a los distintos tratamientos a los que es sometido el aluminio, como en el caso del temple o de la maduración a temperatura constante.

5.3. DIMENSIONES GENERALES

La principal dimensión de una bicicleta es su distancia entre ejes. Ésta determina gran parte de sus capacidades y el estilo de conducción de la misma. En el diseño final, el cuadro tiene una distancia entre ejes de 1220mm. Otras dimensiones generales importantes (Imagen 24) son las de los ángulos de dirección y sillín, las proyecciones vertical y horizontal de la dirección con respecto del eje de pedalier y la distancia que hay entre el eje de pedalier y el eje de la rueda trasera. Estas medidas tienen unos valores de 64° para el ángulo de dirección, 77° para el ángulo del sillín, 450 y 615mm para las proyecciones horizontal y vertical, respectivamente, y 435mm para la distancia entre el eje pedalier y el eje trasero. La longitud del amortiguador es de 230mm y tiene un recorrido de 60mm. Los recorridos de las distintas suspensiones son de 170mm y rueda de 29", para la delantera, y 165mm y rueda de 27,5", para la rueda trasera.

Para los otros elementos de la suspensión (Imagen 25) las dimensiones se han obtenido en base a los cálculos cinemáticos obtenidos en el Documento II para cumplir con las necesidades del comportamiento de la suspensión.

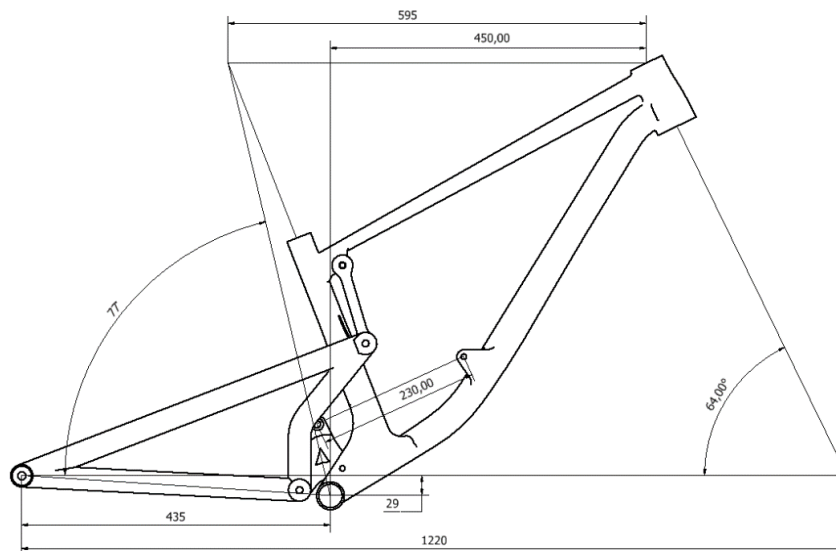


Imagen 24 Cotas generales del diseño final

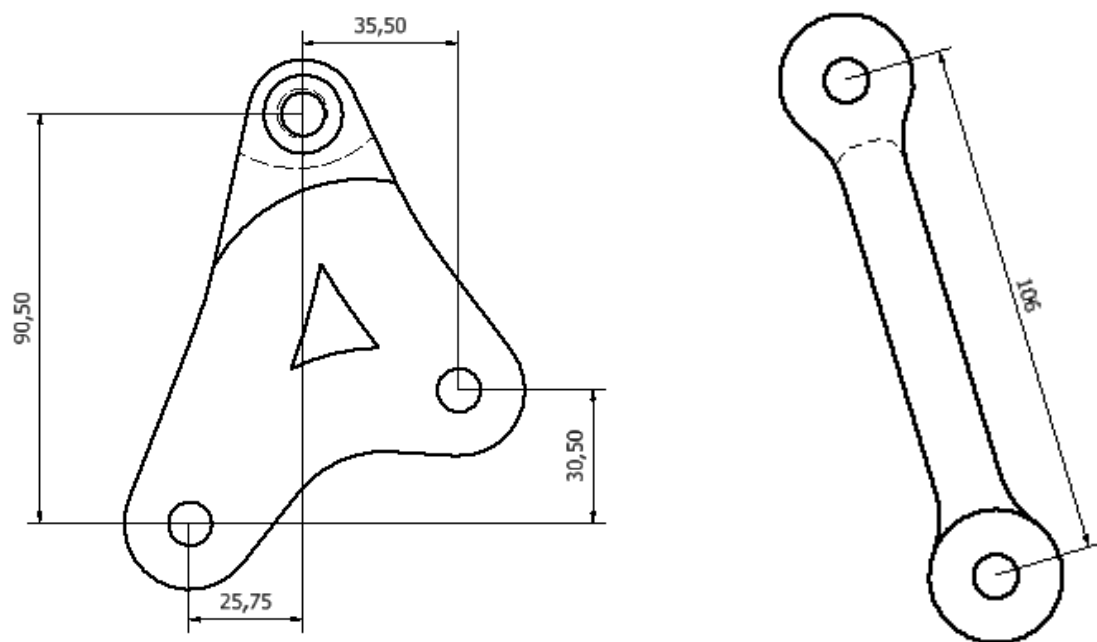


Imagen 25 Dimensiones de la a) bieleta inferior (izquierda) y la b) bieleta superior (derecha)

6. PLANIFICACIÓN

A continuación, se muestra la duración estimada de cada una de las tareas requeridas para la ejecución del presente proyecto. Las relaciones entre las distintas tareas se establecen en un diagrama de actividad. Los cálculos temporales pueden ser realizados por un software de gestión de proyectos. Así, los recursos y costes de cada actividad pueden ser estimados y optimizados, alcanzando así un balance para conseguir los objetivos del proyecto.

La planificación del proyecto debe evolucionar a medida que se consiguen los diferentes objetivos, actualizando de forma adecuada los planes del proyecto, asegurando que se siga correctamente. En la Tabla 1, se representa la planificación del proyecto.

Tabla 1 Planificación global del proyecto

ACTIVIDAD	Inicio	Fin	Duración (meses)	MES											
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Planificación del diseño del cuadro	1	12	12												
Preparación del proyecto	1	1	1												
Reunión directiva	1	1	1												
Asignación del proyecto	1	1	1												
Diseño de parámetros geométricos	1	4	4												
Selección de componentes	1	2	2												
Dimensionado estructural	2	4	3												
Diseño mecánico	5	9	5												
Análisis de momentos y esfuerzos	5	6	2												
Análisis de elementos finitos	6	8	3												
Diseño estructural CAD	8	9	2												
Redacción de documentación	1	9	10												
Memoria	1	9	10												
Anexo de cálculos	5	9	5												
Planos	8	9	2												
Presupuesto	9	9	1												
Prototipado y puesta a punto	10	12	3												
Fabricación	10	11	2												
Montaje	11	12	2												
Puesta a punto	12	12	1												

7. PRESUPUESTO

El coste de ejecución del presente proyecto, el cual incluye los gastos de diseño, fabricación y montaje de los componentes, asciende a la cantidad de **Veintidós mil setecientos sesenta y dos euros con cuarenta y dos céntimos (22.762,42€)**. Esta cantidad estará justificada en el Documento V, el cual contiene el presupuesto detallado del proyecto.

8. REFERENCIAS

[1] Triángulo delantero Meta V3 29" - Commencal Vélos

<https://www.commencal-store.es/triangulo-delantero-meta-v3-29-negro-c2x27716002>

[2] Triángulo trasero Supreme DH V4.2 – Commencal Vélos

<https://www.commencal-store.es/triangulo-trasero-supreme-dh-v42-negro-c2x27715984>

[3] Vainas Meta AM V4 - Commencal Vélos

<https://www.commencal-store.es/vainas-meta-am-v4-negras-c2x21730538>

[4] Bieleta Trek Fuel EX 27.5 – La Bicicleta

<https://labicicleta.net/bieletas-trek-fuel-ex-27-5.html>

[5] Fox DHX2 – RideFox

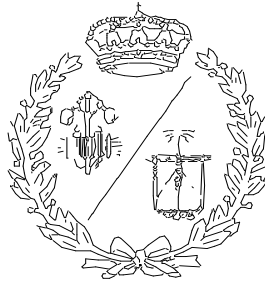
<https://www.ridefox.com/family.php?m=bike&family=dhx2>

[6] Propiedades físicas del aluminio 7075 – Alacermas

https://www.alacermas.com/img/galeria/files/aluminio/chapa_7075_aluminio.pdf

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

DOCUMENTO II. ANEXO DE CÁLCULOS

Autor: Alejandro Pérez Sáiz

Septiembre - 2021

INDICE

1.	INTRODUCCIÓN.....	1
2.	ESTUDIO Y ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LA SUSPENSIÓN ...	1
2.1.	INTRODUCCIÓN A LOS PARÁMETROS DEL DISEÑO	2
2.1.1.	Recorrido del sistema de suspensión	2
2.1.2.	Leverage Ratio.....	2
2.1.3.	Anti-Squat	2
2.1.4.	Anti-Rise.....	4
2.2.	ESTUDIO DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO	4
2.3.	ESTUDIO CON DISTINTAS CONFIGURACIONES DE BIELETAS	9
3.	CÁLCULO DE ESFUERZOS DEL CUADRO Y SUS ELEMENTOS	14
3.1.	TRANSFERENCIA DE CARGA EN FRENADA: CALCULO DE LOS ESFUERZOS	14
3.2.	CÁLCULO DE ESFUERZOS FRENTE A UN IMPACTO.....	16
3.2.1.	Propiedades de Working Model	16
3.2.2.	Representación del modelo en WM	16
4.	ANÁLISIS DE TENSIONES Y DEFORMACIONES MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS	20
4.1.	ANÁLISIS DEL TRIÁNGULO DELANTERO	20
4.1.1.	Análisis frente a los esfuerzos en la frenada.....	21
4.1.2.	Análisis de los esfuerzos frente a un impacto	24
4.2.	ANÁLISIS DEL TRIÁNGULO TRASERO.....	27
4.3.	ANÁLISIS DE LAS BIELETAS	30
4.3.1.	Bieleta superior.....	30
4.3.2.	Bieleta inferior	31
5.	CÁLCULO DE MODOS DE VIBRACION	34

5.1.	ANÁLISIS MODAL DEL TRIÁNGULO DELANTERO	35
5.2.	ANÁLISIS MODAL DEL TRIÁNGULO TRASERO	37
5.3.	ANÁLISIS MODAL DE LAS BIELETAS	39
5.4.	ANÁLISIS MODAL DE LA ESTRUCTURA COMPLETA	41
5.5.	RESUMEN Y CONCLUSIONES	42
6.	ANÁLISIS PRELIMINAR A FATIGA.....	43
6.1.	CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS	43
6.2.	CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE DE FATIGA.....	46
6.3.	ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS A FATIGA.....	47
6.3.1.	Análisis del triángulo delantero.....	47
6.3.2.	Análisis del triángulo trasero	48
6.3.3.	Análisis de la bieleta superior	49
6.3.4.	Análisis de la bieleta inferior	50
7.	REFERENCIAS	51

INDICE DE TABLAS

Tabla 1	Peso de los componentes	14
Tabla 2	Resumen de los modos de vibración obtenidos (Hz).....	42

INDICE DE FIGURAS

Imagen 1	Demostración del método Cossalter [7]	4
Imagen 2	Diseño inicial del sistema	5
Imagen 3	Diseño inicial en Linkage X3.....	6
Imagen 4	Gráfica Leverage-Ratio.....	7
Imagen 5	Gráfica Fuerzas.....	7

Imagen 6 Gráfica Anti-Squat.....	8
Imagen 7 Gráfica Anti-Rise	8
Imagen 8 Comparativa Leverage-Ratio	10
Imagen 9 Comparativa Fuerzas	10
Imagen 10 Comparativa Anti-Squat	11
Imagen 11 Comparativa Leverage-ratio	12
Imagen 12 Comparativa Fuerzas	12
Imagen 13 Fuerzas que intervienen en la frenada.....	15
Imagen 14 Diseño en WM.....	17
Imagen 15 Diseño previo a la caída libre.....	17
Imagen 16 Esfuerzos en el modelo en la caída libre	18
Imagen 17 Fuerzas sobre la bieleta superior frente a caída libre	18
Imagen 18 Fuerzas en la bieleta inferior frente a caída libre	19
Imagen 19 Fuerzas en el triángulo trasero frente a caída libre	19
Imagen 20 Mallado del triángulo delantero	20
Imagen 21 Cargas y restricciones en la frenada	21
Imagen 22 Tensiones durante la frenada (1)	22
Imagen 23 Tensiones durante la frenada (2)	22
Imagen 24 Deformaciones durante la frenada.....	23
Imagen 25 Cargas y restricciones en impacto	24
Imagen 26 Tensiones durante el impacto (1)	25
Imagen 27 Tensiones durante el Impacto (2)	25
Imagen 28 Deformaciones durante el impacto	26
Imagen 29 Mallado, restricciones y cargas del triángulo trasero.....	27
Imagen 30 Tensiones en triángulo trasero (1).....	28
Imagen 31 Tensiones en triángulo trasero (2).....	28
Imagen 32 Deformaciones en triángulo trasero	29

Imagen 33 Tensiones en bieleta superior	30
Imagen 34 Deformaciones en bieleta superior.....	31
Imagen 35 Tensiones en bieleta inferior.....	32
Imagen 36 Deformaciones en bieleta inferior	33
Imagen 37 Modos de vibración del triángulo delantero a)336Hz b)338Hz c)441Hz d)465Hz e)619Hz f)708Hz g)838Hz h)1060Hz i)1061Hz j)1401Hz	35
Imagen 38 Modos de vibración del triángulo trasero a)375Hz b)381Hz c)415Hz d)618Hz e)636Hz f)697Hz g)730Hz h)890Hz i)982Hz j)1039Hz ..	37
Imagen 39 Modos de vibración de la bieleta superior a)3427Hz b)4754Hz c)4796Hz d)4947Hz e)8029Hz f)8529Hz g)9341Hz h)10229Hz i)11716Hz j)15813Hz	39
Imagen 40 Modos de vibración de la bieleta inferior a)11302Hz b)13075Hz c)13454Hz d)13583Hz e)15673Hz f)18177Hz g)18825Hz h)19498Hz i)20303Hz j)22149Hz.....	40
Imagen 41 Modos de vibración del cuadro completo a)126Hz b)282Hz c)287Hz d)345Hz e)456Hz f)473Hz g)490Hz h)518Hz i)656Hz j)680Hz....	41
Imagen 42 Escenario para ensayo de fatiga.....	43
Imagen 43 Ensayo de fatiga	43
Imagen 44 Esfuerzos en fatiga en bieleta superior.....	44
Imagen 45 Esfuerzos en fatiga en bieleta inferior	45
Imagen 46 Esfuerzos en fatiga en triángulo trasero	45
Imagen 47 Criterio de Soderberg	46
Imagen 48 Análisis a fatiga del triángulo delantero	47
Imagen 49 Análisis de fatiga del triángulo trasero	48
Imagen 50 Análisis de fatiga de la bieleta superior	49
Imagen 51 Análisis de fatiga de la bieleta inferior.....	50

1. INTRODUCCIÓN

Para la realización de esta parte del proyecto lo primero que se debe de hacer es plantearse como realizar el análisis, que herramientas utilizar y en qué orden realizarlo. En este caso, la conclusión a la que se ha llegado es la de realizar en primer lugar el análisis cinemático de la suspensión trasera para así obtener las dimensiones definitivas de los distintos elementos y posteriormente realizar el cálculo de los esfuerzos; inicialmente, realizando una aproximación a mano y finalmente, empleando el software multicuerpo "Working Model" para obtener de forma más precisa los esfuerzos en cada uno de los elementos del cuadro. Por último, se realizará mediante una herramienta de análisis de elementos finitos, un análisis mecánico/estructural de cada elemento para comprobar finalmente si los elementos son capaces de soportar los esfuerzos a los que van a ser sometidos.

2. ESTUDIO Y ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LA SUSPENSIÓN

Para el diseño, se partirá del sistema de suspensión final descrito en la memoria del proyecto, donde se estudiaron los principales sistemas y las virtudes y defectos de cada uno de ellos. En el apartado 4. Análisis de soluciones, se expuso y justificó que el sistema más adecuado para el proyecto es el de pivote virtual, en el que el triángulo trasero está hecho de una pieza y está unido al cuadro mediante dos bieletas o balancines. Por otro lado, el amortiguador se encuentra unido al cuadro y a uno de los dos balancines.

Para realizar el estudio, se emplea en primer lugar en el programa de análisis de sistemas multicuerpo "Working Model" para la estimación inicial de las posiciones de los distintos elementos y posteriormente, se emplea el software "Linkage X3", el cual es un programa específico para el diseño de sistemas de suspensión y permite realizar un diseño mucho más completo en este apartado que cualquier otro programa.

2.1. INTRODUCCIÓN A LOS PARÁMETROS DEL DISEÑO

Antes de comenzar con el análisis es necesario tener en cuenta los aspectos que se van a tener en cuenta a la hora de diseñar el sistema y los valores deseados para cada uno de los parámetros. Los parámetros que se tendrán en cuenta para el diseño son los siguientes:

2.1.1. Recorrido del sistema de suspensión

En este caso, dadas las necesidades que tiene una bicicleta de este tipo, este valor será cercano a los 160mm, dado que un valor excesivamente bajo haría perder eficacia en la absorción de impactos y un valor excesivamente alto produciría pérdida de eficacia en el pedaleo debido a las oscilaciones producidas durante el propio pedaleo.

2.1.2. Leverage Ratio

Se conoce por Leverage Ratio a la relación existente entre el recorrido de la rueda y el recorrido del amortiguador. La gráfica de este valor indica como de lineal o progresivo es el sistema. El valor medio de Leverage Ratio debe estar en torno a 2.5mm/mm ya que un valor muy distinto a este provocaría que el sistema hidráulico del amortiguador no trabajase de forma correcta, empeorando considerablemente el comportamiento del sistema. Para el diseño se necesita también que la gráfica muestre una alta progresividad dado que, al emplear un amortiguador de muelle, si no se tiene un sistema progresivo, será demasiado fácil agotar el recorrido de la suspensión.

2.1.3. Anti-Squat

Es un parámetro vital para cualquier diseño ya que influye de forma directa en el pedaleo de la bicicleta, es necesario conocer muy bien qué es y cómo optimizar este valor para realizar un buen diseño.

El "Anti Squat" se conoce como la respuesta del sistema a las aceleraciones producidas durante el pedaleo, las cuales generan fuerzas en la rueda trasera que tienden a comprimir la suspensión; estas fuerzas, se contrarrestan con las fuerzas que se generan debido a la tensión de la cadena durante el pedaleo y tienden a extender la suspensión. Lo ideal es que estas dos fuerzas queden anuladas entre sí para que no se produzca ningún tipo de compresión ni extensión en la suspensión durante el pedaleo. Este valor se representa en una gráfica la cual

relaciona los dos valores a lo largo de todo el recorrido del sistema. El valor ideal por lo tanto es de un 100% en la zona de SAG (compresión del sistema con el piloto subido) y de un valor también del entorno al 100% en los demás puntos del recorrido, pero perdiendo la importancia que tiene en estos puntos.

Este valor se puede calcular muy fácilmente de forma gráfica empleando el método Cossalter, reflejado en la Imagen 1:

1º- El primer paso consiste en trazar una línea (línea verde) desde el pivote principal hasta el eje de la rueda. Si se tratase de un modelo multipivote tendríamos que trazar la línea desde el centro instantáneo de rotación hasta el eje trasero, pero en este caso no es necesario.

2º- El segundo paso consiste en marcar con otra línea la trayectoria de la cadena (línea roja).

3º- En el tercer paso se traza una línea vertical que pase por el eje de la rueda delantera (línea morada).

4º- En el cuarto paso lo que se va a hacer es una estimación aproximada de la posición del centro de gravedad del conjunto ciclista-bicicleta. Es algo bastante aproximado pero el CDG suele estar en las proximidades del sillín. una vez que se coloque este punto, se traza una línea horizontal hasta que corte con la línea anterior (línea violeta).

5º- El último paso consiste en trazar una línea (línea azul) que empieza en el punto inferior de la rueda trasera y que pase por la intersección entre las líneas verde y roja. La prolongamos hasta que corte a la línea vertical, línea morada.

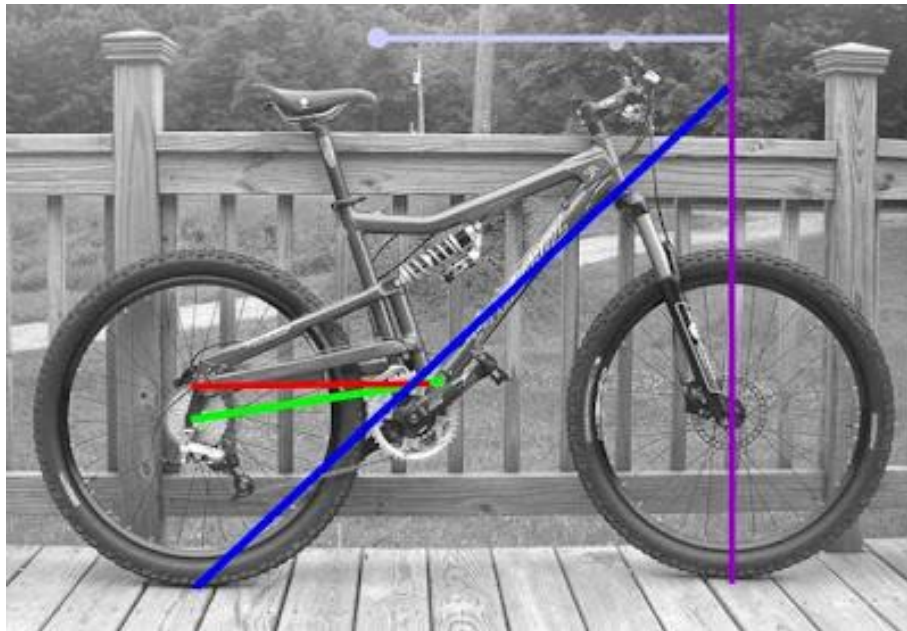


Imagen 1 Demostración del método Cossalter [7]

Si la línea azul cortara a la línea vertical a la misma altura que el CDG el porcentaje de Anti-squat sería del 100%, en este caso la línea queda por debajo del CDG. El porcentaje de Anti-Squat en este caso es aproximadamente del 90%.

Este valor, como se puede deducir, se calcula para un desarrollo concreto (plato/piñón), el cual generalmente es el desarrollo que se emplea en las ascensiones ya que es el momento donde más se necesita un funcionamiento limpio del sistema.

2.1.4. Anti-Rise

Así como el Anti-Squat es la respuesta a las aceleraciones producidas durante el pedaleo, el Anti-Rise o Brake-Squat es la respuesta a las aceleraciones producidas durante la frenada; es un valor mucho menos importante, pero está bien tenerlo en cuenta. Se mide en % al igual que el Anti-Squat y lo óptimo es que se encuentre en torno al 80-100% en la zona inicial del recorrido y en torno al 0% en la zona final del recorrido.

2.2. ESTUDIO DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO

Inicialmente se realiza un diseño sencillo del sistema de suspensión en Working-Model donde se disponen todos los elementos y se realiza una primera comprobación de la gráfica del Leverage-Ratio para tener un punto de partida.

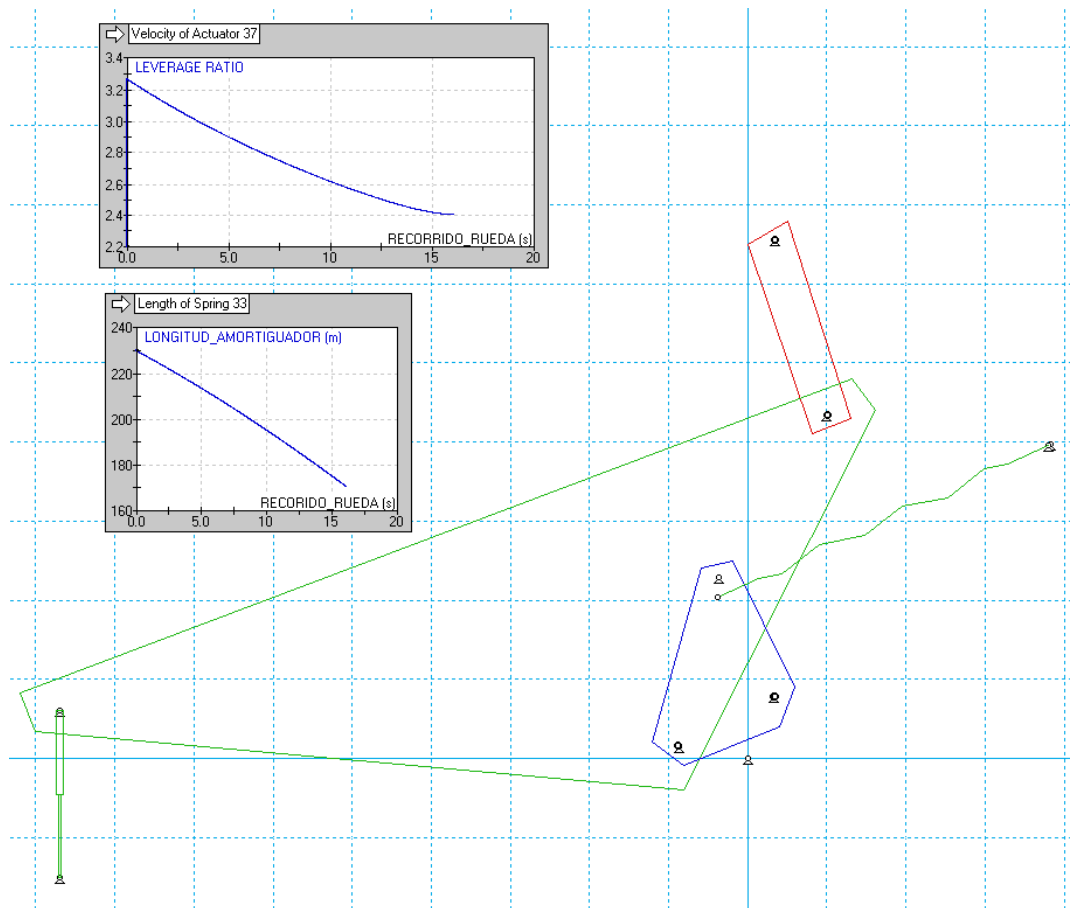


Imagen 2 Diseño inicial del sistema

Tras realizar esta primera comprobación (Imagen 2), se puede ver que el sistema inicialmente propuesto cumple con las expectativas en cuanto a recorrido, progresividad y Leverage-Ratio medio, por lo que se procede a diseñar el modelo en el programa Linkage X3 para analizar de forma más profunda el sistema y así poder optimizar el mismo (Imagen 3).

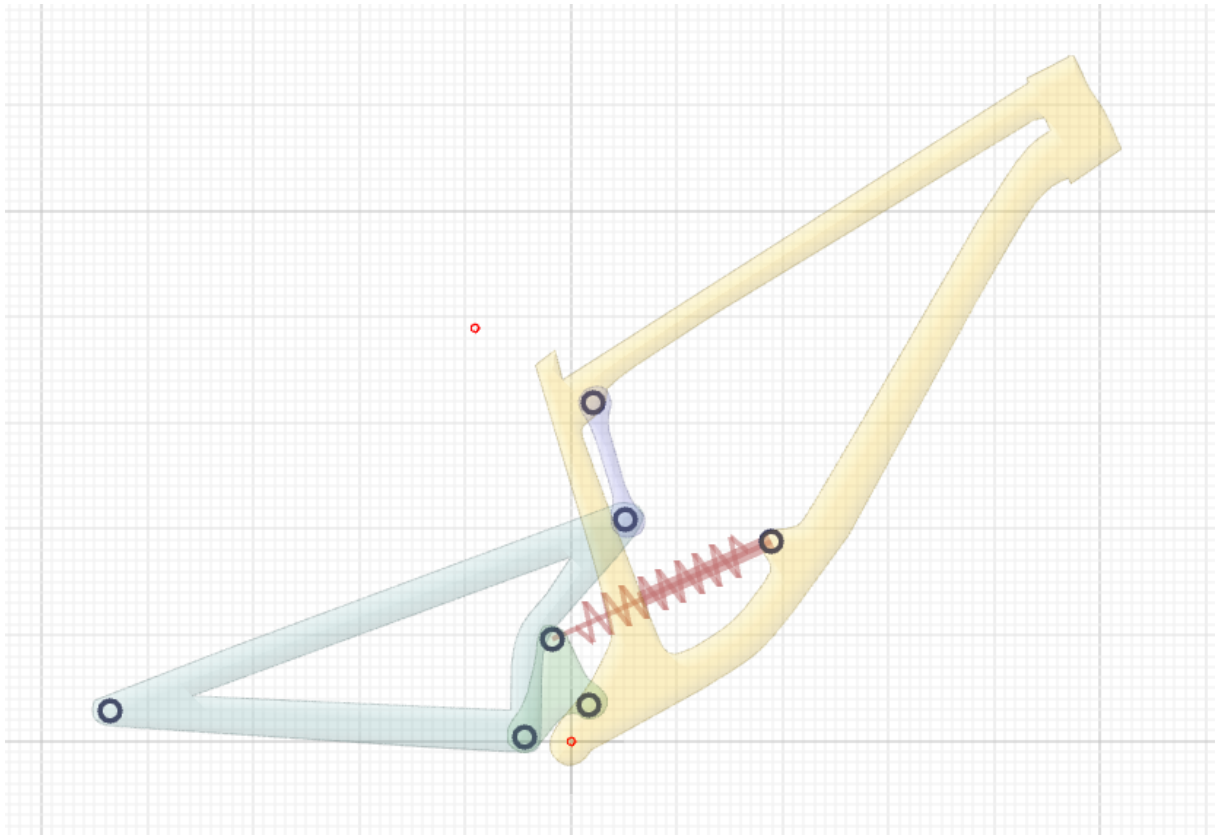


Imagen 3 Diseño inicial en Linkage X3

Una vez realizado este paso, ya se pueden analizar las distintas gráficas del comportamiento de la suspensión mencionadas en 2.1 Introducción a los parámetros de diseño, como son el Leverage-Ratio (Imagen 4), las fuerzas producidas en la rueda (Imagen 5), el Anti-Squat (Imagen 6) y el Brake-Squat (Imagen 7).

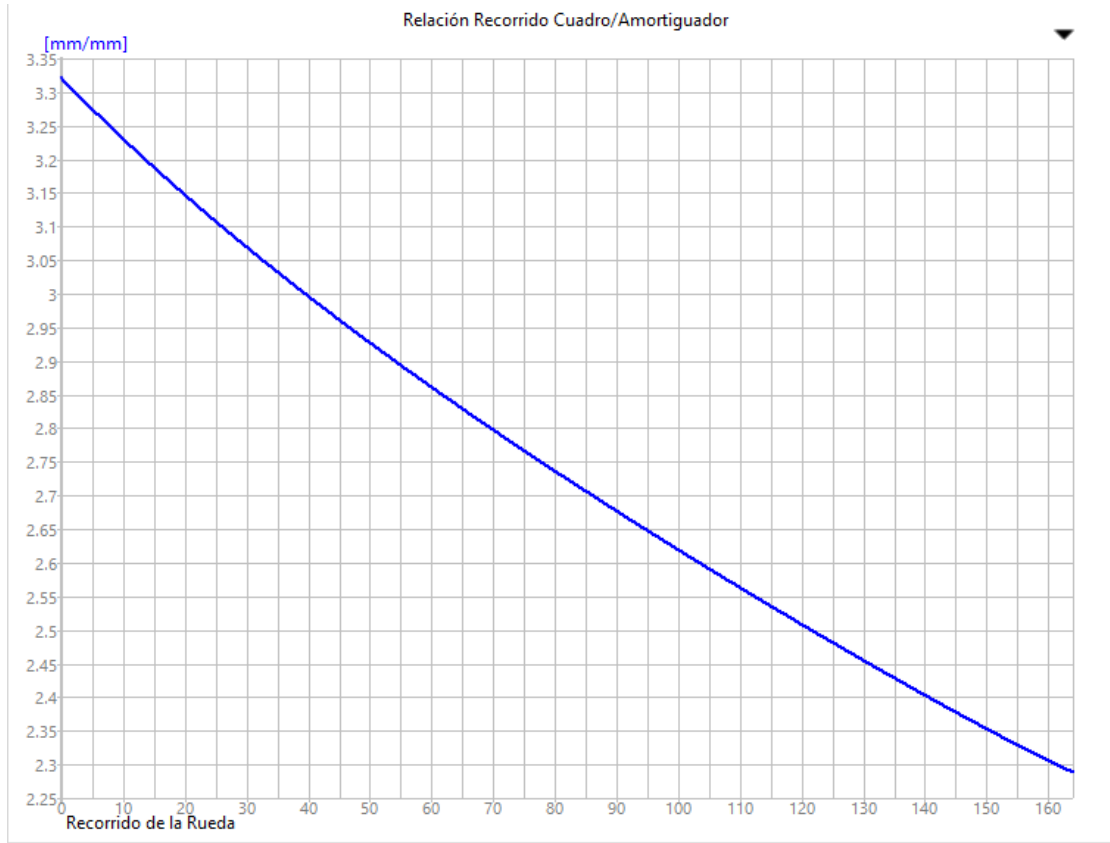


Imagen 4 Gráfica Leverage-Ratio

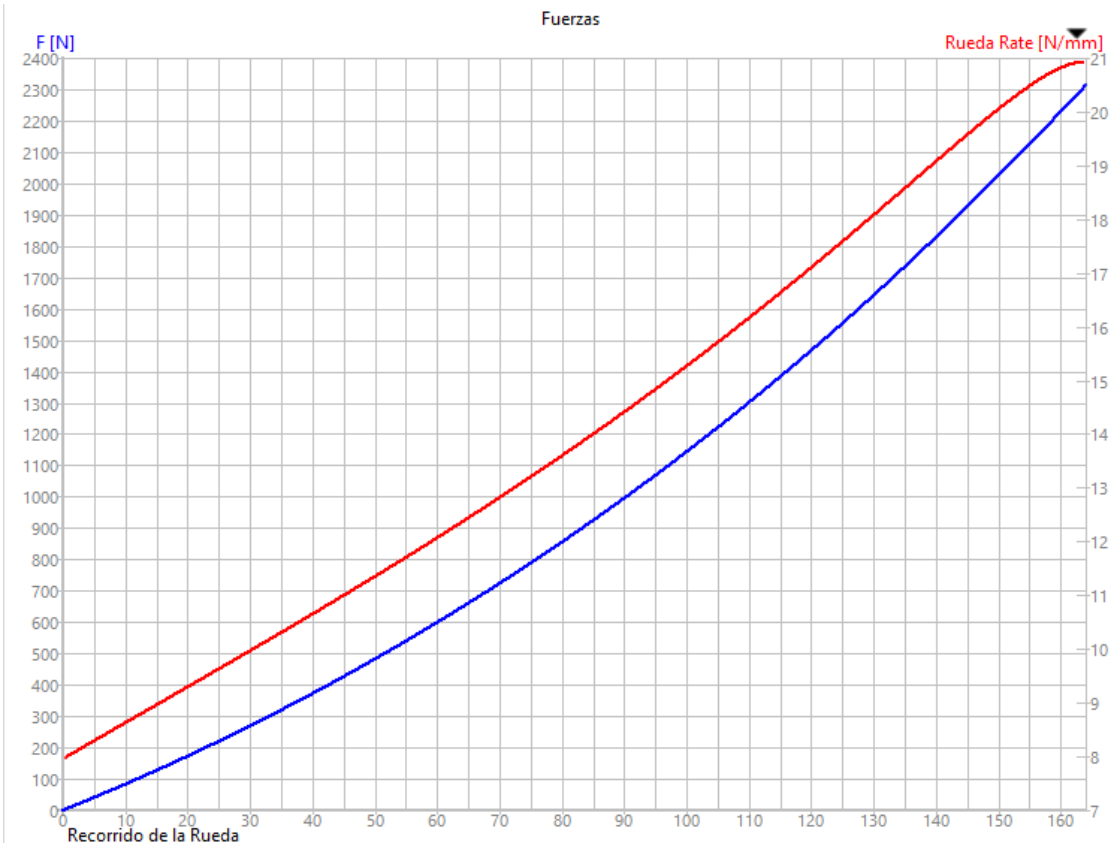


Imagen 5 Gráfica Fuerzas

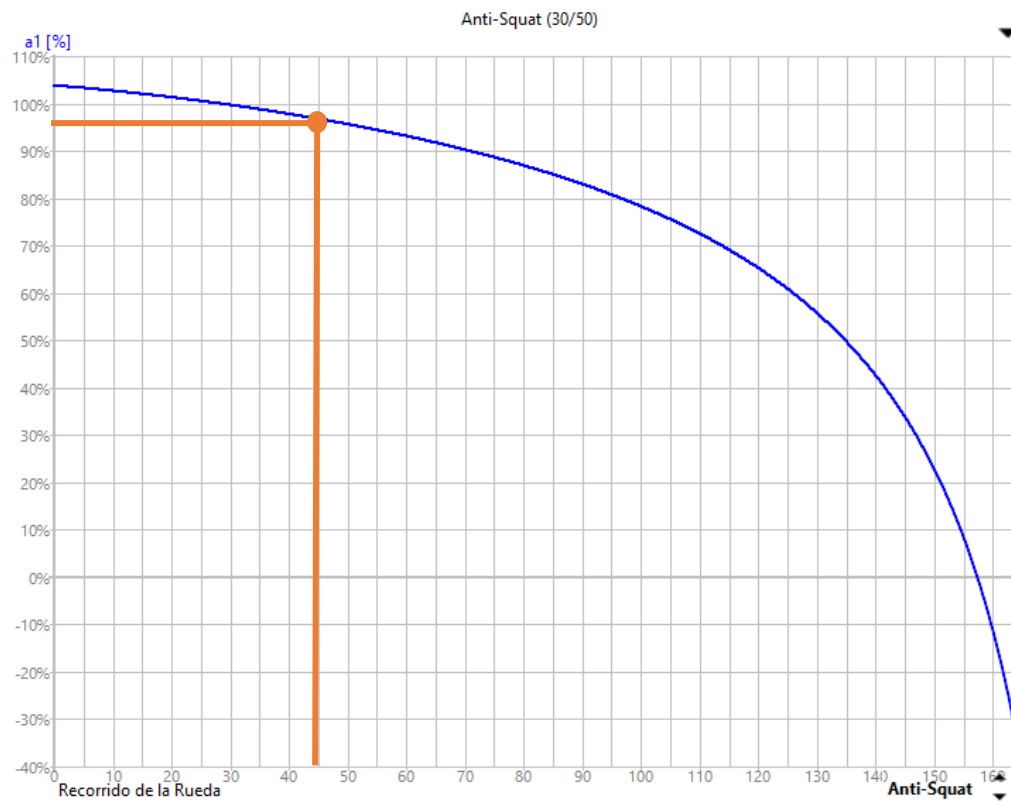


Imagen 6 Gráfica Anti-Squat

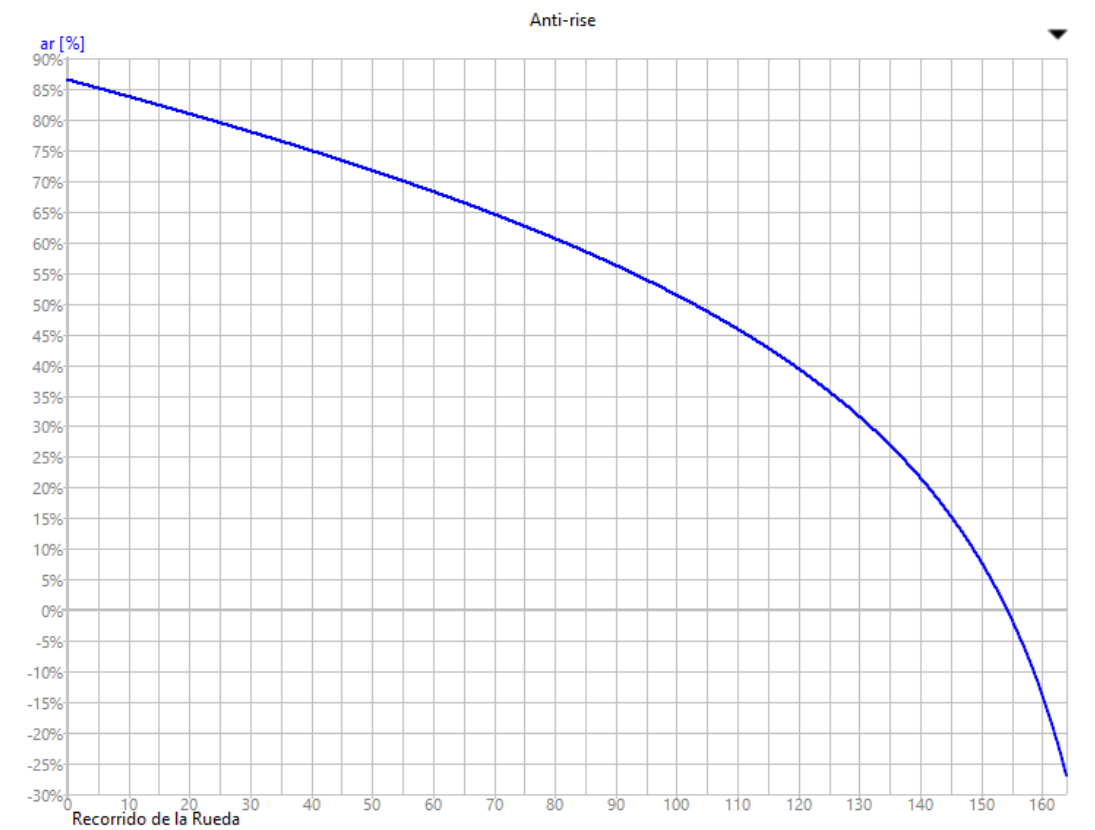


Imagen 7 Gráfica Anti-Rise

Tras analizar las gráficas con todos los parámetros del sistema se puede observar que los valores iniciales que no salen son muy buenos ya que se cuenta con una alta progresividad, la cual se puede ver tanto en la Imagen 4 Gráfica Leverage-Ratio, como en la Imagen 5 Gráfica Fuerzas. Estos valores permiten tener una gran sensibilidad inicial, acompañada de un soporte bastante bueno en el tramo medio del recorrido, lo que permite que no se hunda mucho el sistema ya que es la zona en la que más se trabaja y una gran resistencia en el tramo final para evitar llegar al límite del amortiguador, suceso bastante usual en los sistemas que emplean amortiguador de muelle.

En cuanto al Anti-Squat, como se puede ver en la Imagen 6 Gráfica Anti-Squat, el valor en el punto de SAG, es muy cercano al 100% con el desarrollo de ascensión, por lo que se puede asegurar un gran comportamiento del sistema en las subidas. También el Brake-Squat arroja unos valores muy correctos.

La conclusión es que la solución propuesta da unos valores más que suficientes para el diseño del sistema de suspensión, no obstante, se harán comprobaciones del mismo sistema con distintos tamaños de bieleta para tratar de optimizar aún más el diseño.

2.3. ESTUDIO CON DISTINTAS CONFIGURACIONES DE BIELETAS

Como se ha explicado anteriormente, en este sistema, variando las longitudes de las bieletas, se pueden conseguir funcionamientos muy distintos del sistema. En este apartado se configurará el sistema para trabajar con 3 longitudes de bieleta diferentes:

- Modelo 1: Bieleta superior de 115mm (medida inicial)
- Modelo 2: Bieleta superior de 125mm (+10mm)
- Modelo 3: Bieleta superior de 105mm (-10mm)

A continuación, en la Imagen 8 y la Imagen 9, se realizan las comparaciones en las distintas gráficas entre las 3 configuraciones propuestas:

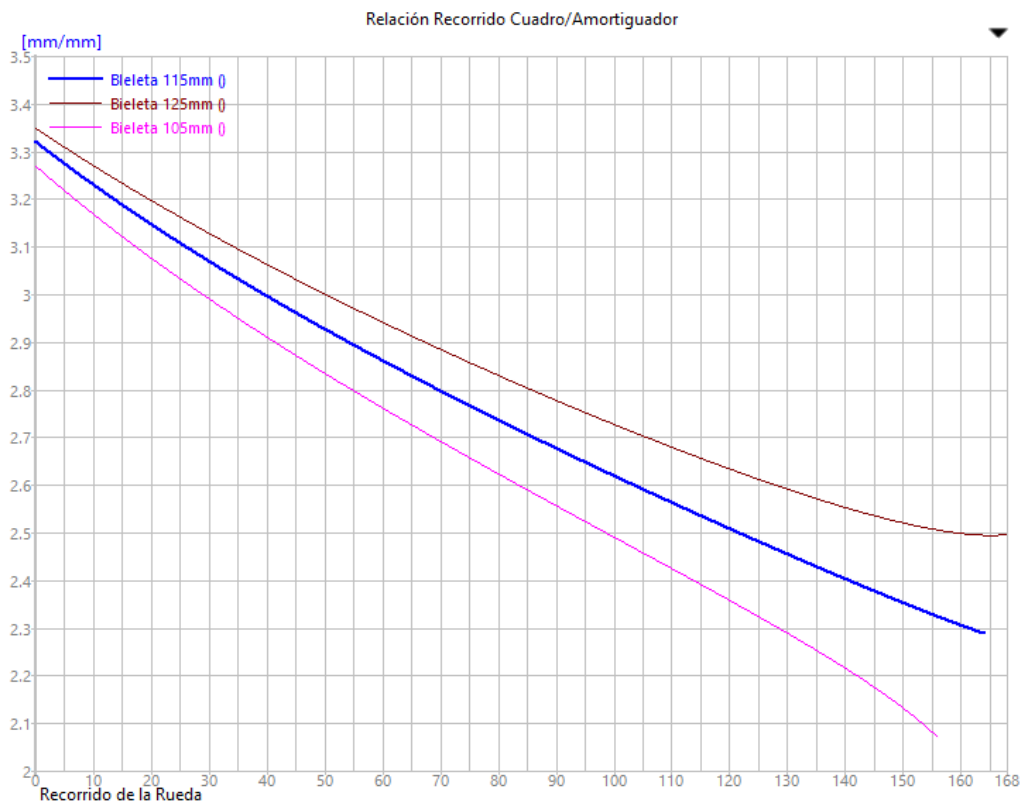


Imagen 8 Comparativa Leverage-Ratio

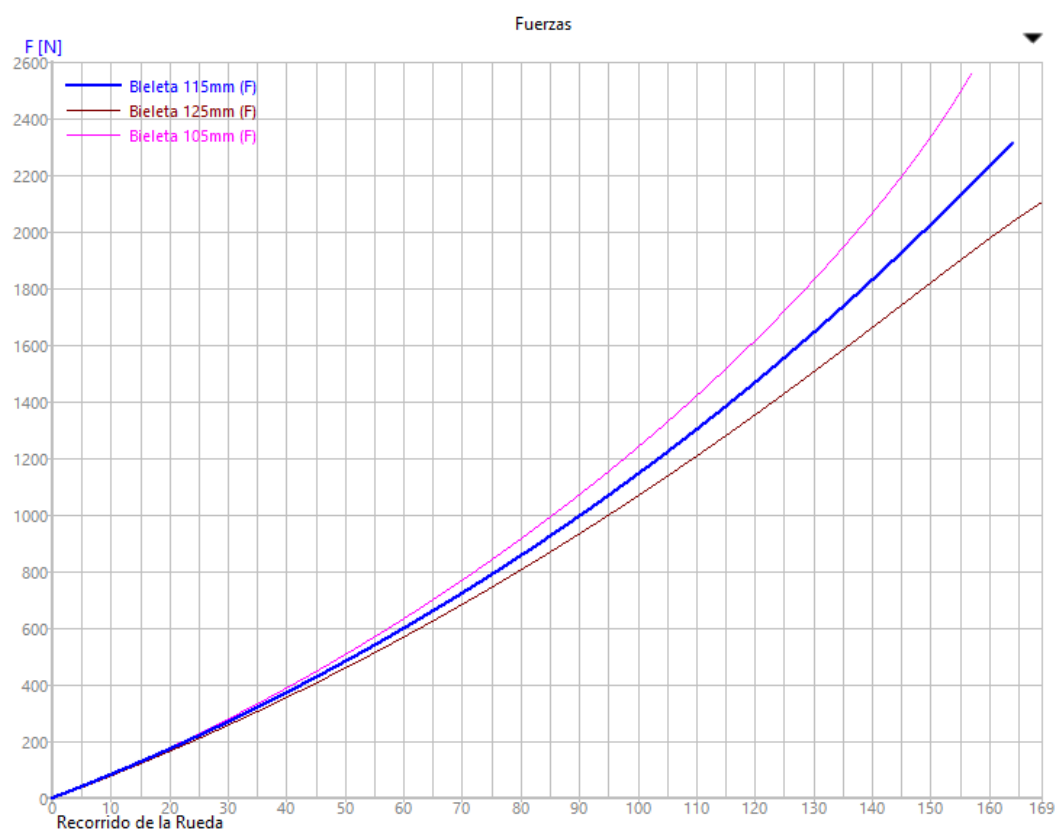


Imagen 9 Comparativa Fuerzas

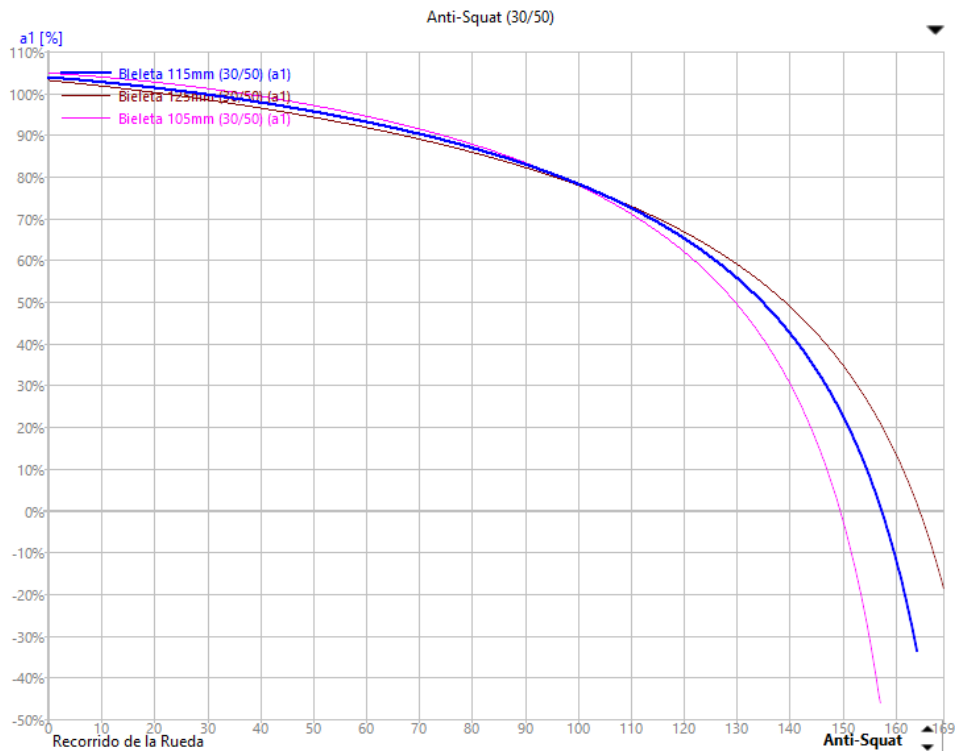


Imagen 10 Comparativa Anti-Squat

Como se puede observar en la Imagen 10, cuanto mayor es la longitud de la bieleta superior, mayor es el recorrido final de la rueda y menor es la progresividad del sistema de suspensión. También se puede ver que, con la bieleta más corta, los valores de Anti-Squat, se acercan aún más al 100%, mejorando también en ese aspecto.

A pesar de esa pequeña merma en el recorrido final, finalmente se opta por el sistema con la bieleta superior más corta dado que produce mejoras en aspectos claves del sistema como pueden ser la progresividad y el valor del Anti-Squat en la zona de SAG.

Una vez decidido el tamaño final de la bieleta superior, se comparan distintos tamaños de la bieleta inferior para ver si se puede optimizar aún más el sistema:

- Modelo 1: Tamaño inicial
- Modelo 2: Bieleta 3mm más corta
- Modelo 3: Bieleta 3mm más larga

A continuación, en la Imagen 11 y la Imagen 12, se realiza la comparación entre las 3 propuestas:

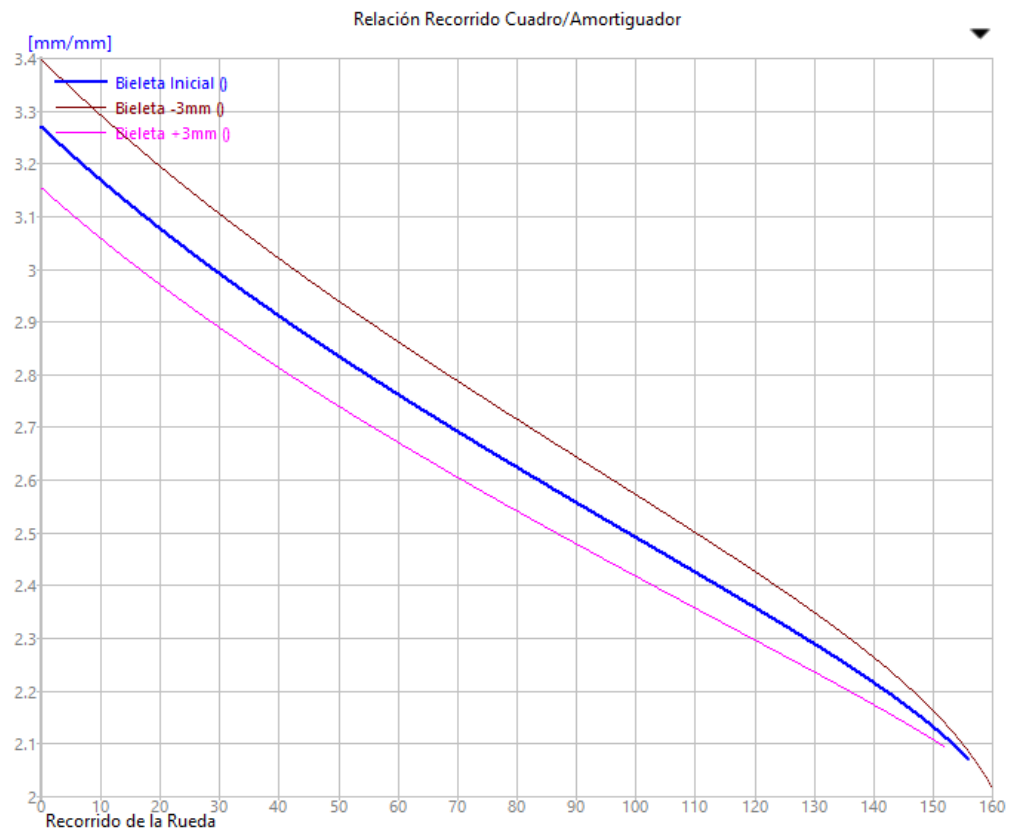


Imagen 11 Comparativa Leverage-ratio

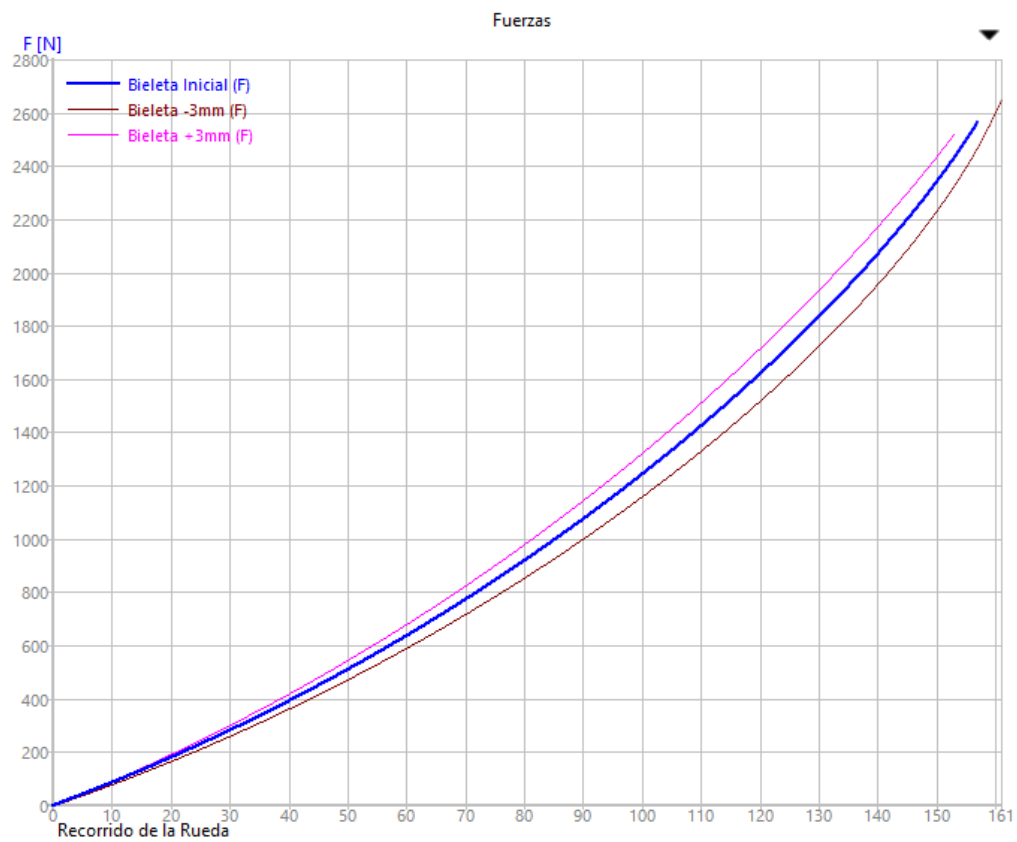


Imagen 12 Comparativa Fuerzas

En este caso se prescinde de la gráfica del Anti-Squat ya que no se ha modificado ningún punto que afecte a este valor.

Como se puede ver, con una bieleta más corta se aumenta la progresividad y se aumenta el recorrido total de la suspensión, lo que hace decantarse directamente por esta opción. No se realiza la comparativa con opciones más cortas dado que acortar más la bieleta inferior genera inestabilidades en el sistema.

3. CÁLCULO DE ESFUERZOS DEL CUADRO Y SUS ELEMENTOS

Lo primero que se debe de hacer a la hora de realizar el cálculo de esfuerzos es realizar una estimación de las cargas máximas a las que va a estar sometido nuestro cuadro:

Para realizar la estimación de las cargas se tomará un piloto de 120kg (máximo peso de piloto permitido) y un valor de la gravedad de 10m/s^2 .

Tabla 1 Peso de los componentes

Componente	Masa(kg)	Peso(N)
Piloto	120	1200
Cuadro	4	40
Otros componentes	6	60
Total suspendida	130kg	1300N

Tras realizar una primera estimación de la masa suspendida que tendrá el cuadro, reflejada en la Tabla 1, se calculan los esfuerzos máximos a los que se va a someter al cuadro frente a una frenada máxima y frente a un impacto en el que se compriman sus dos suspensiones al máximo, esto llevará al límite al triángulo delantero y al sistema de suspensión respectivamente.

3.1. TRANSFERENCIA DE CARGA EN FRENADA: CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS

Al frenar se produce una transferencia de pesos de tal forma que, debido a las fuerzas de inercia, la rueda trasera queda prácticamente sin peso y se transmite todo a la rueda delantera, a su vez, debido a esta frenada se produce un gran momento en la unión de la horquilla con el triángulo delantero. Esta situación es la que compromete en mayor medida al triángulo delantero y más concretamente a la zona de la dirección.

Para el cálculo de las fuerzas se toma como ejemplo el caso límite en el que la rueda trasera no tiene nada de carga y toda la carga se encuentra sobre la rueda delantera (Imagen 13).

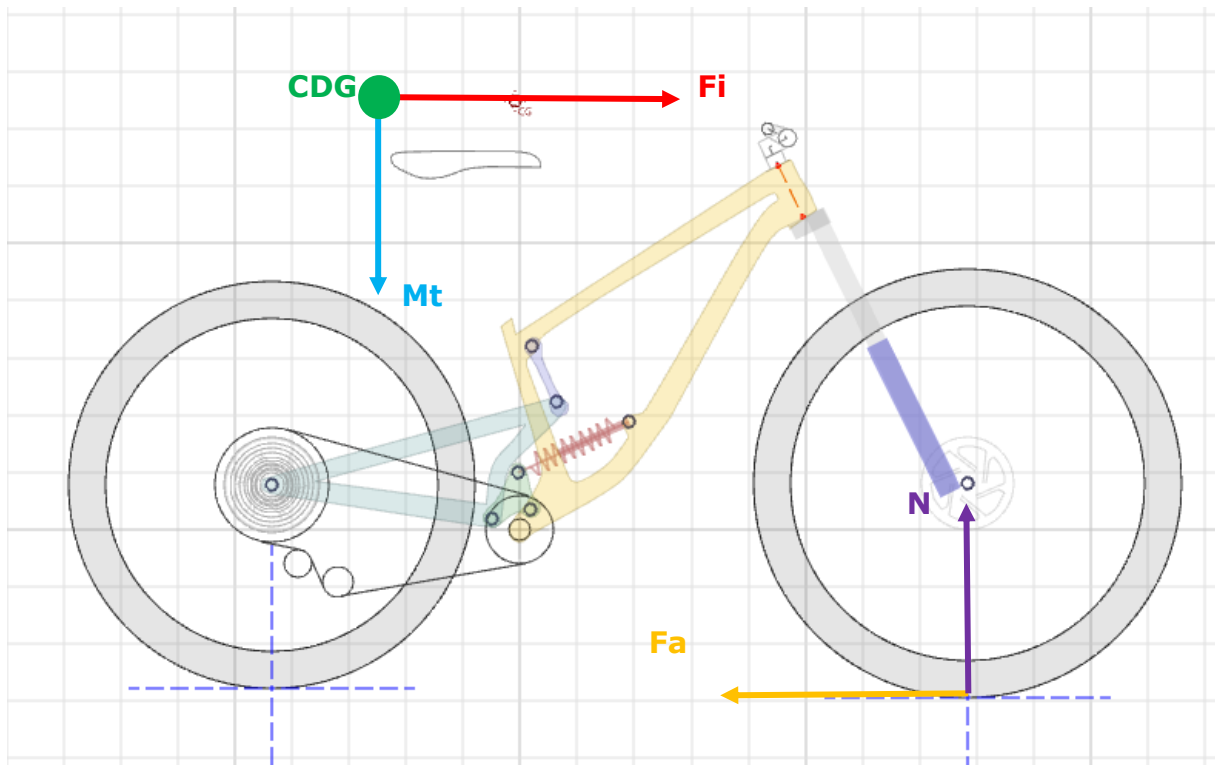


Imagen 13 Fuerzas que intervienen en la frenada

En este caso se sabe que Mt es igual a $1300N$. Por lo tanto, se realiza un sumatorio de fuerzas en el eje Y , y un sumatorio de momentos en el punto de contacto de la rueda con el suelo para averiguar las distintas fuerzas:

$$\sum F_y = 0, \text{ donde: } N = Mt = 1300N$$

$$\sum Ma = 0$$

$$F_i * CDG_y = Mt * CDG_x$$

$$F_i = \frac{1300 * 1.1}{1} = 1430N$$

Por lo tanto, como $F_i = F_a$, se puede concluir que se produce una fuerza de $1430N$ en la dirección x que actúa sobre la pipa de la dirección a una distancia de aproximadamente $870mm$, generando un momento de $1240Nm$.

3.2. CÁLCULO DE ESFUERZOS FRENTE A UN IMPACTO

El otro momento crítico se produce frente a un impacto ya sea producido por algún bache o por una caída libre, para este caso, se emplea Working Model como herramienta para los cálculos.

3.2.1. Propiedades de Working Model

Working Model es un programa de simulación diseñado por Design Simulation Technologies, que permite usar componentes mecánicos virtuales, como muelles, amortiguadores o motores, en 2 dimensiones. Una vez dibujado el sistema con sus respectivas fuerzas, el programa simula la interacción de cada elemento de nuestro modelo analizando los movimientos y las fuerzas propias que se desarrollan. Un aspecto importante en WM es la definición de la unión entre cuerpos. Ésta puede ser de tres tipos:

- Unión rígida: los elementos se mueven solidariamente, no permite el giro.
- Unión rótula: los elementos quedan unidos pero el giro mutuo está permitido.
- Unión Slot o corredera: el elemento se mueve sobre un "carril" en el que también está permitido en el giro.

Working Model tiene un precio de 2.500 US\$; en este caso se empleará la versión demo, suficiente para el uso que se va a dar al programa.

3.2.2. Representación del modelo en WM

Se comienza representando los elementos del cuadro en el programa (Imagen 14). Se realiza una simplificación de estos con la intención de facilitar el trabajo, pero sin repercutir en ningún momento en la precisión de los cálculos.

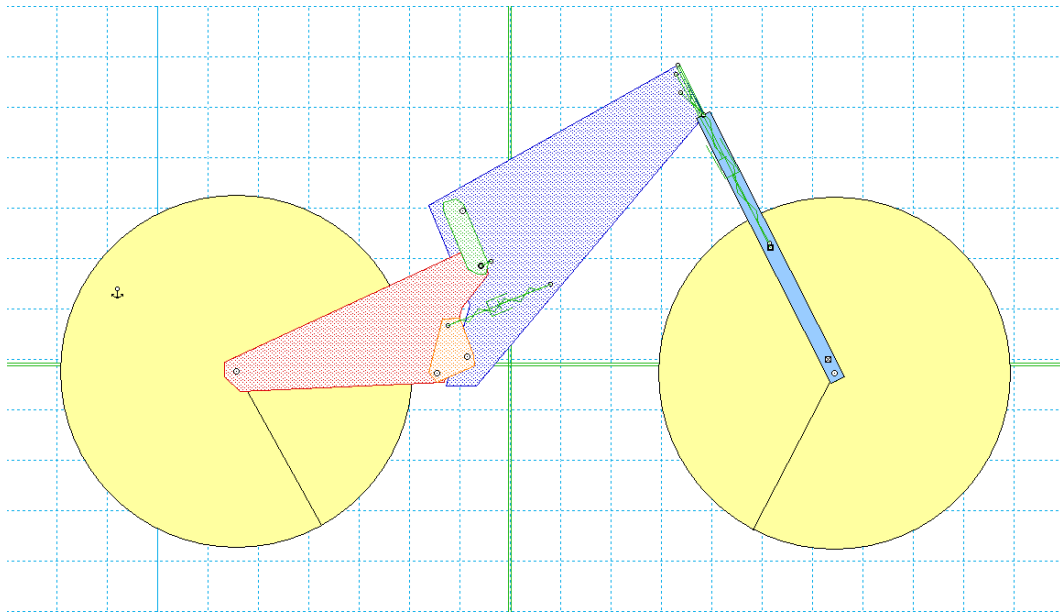


Imagen 14 Diseño en WM

A continuación, se deja caer el modelo (M_t =masa de la bicicleta + piloto) desde una altura aproximada de 0.75m a un suelo plano como se puede ver en la Imagen 15.

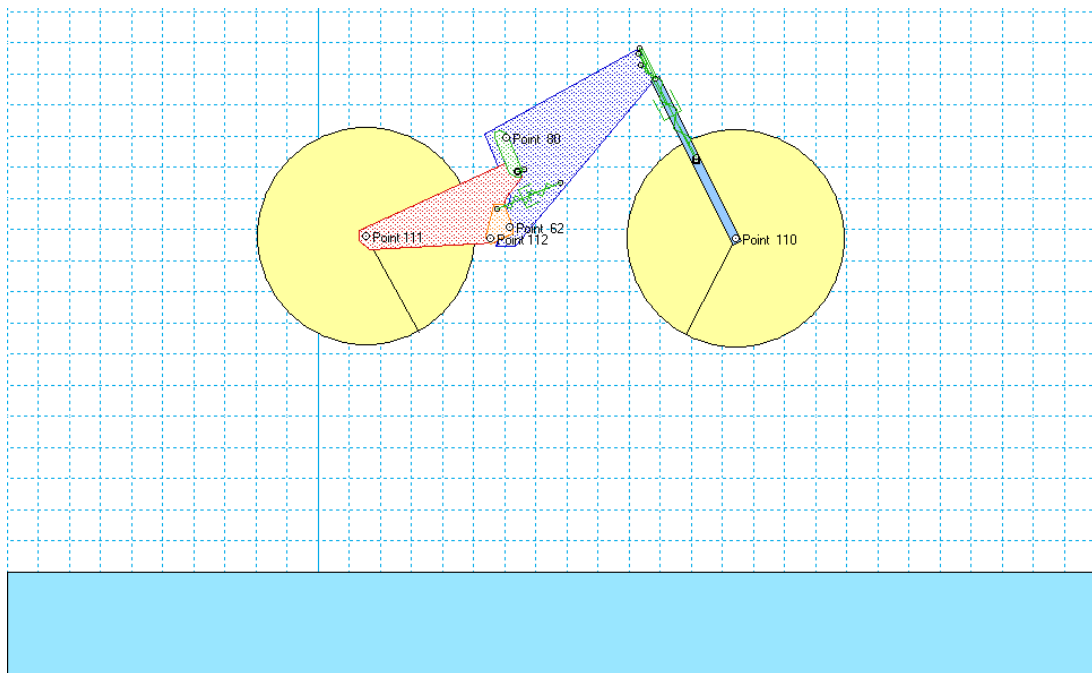


Imagen 15 Diseño previo a la caída libre

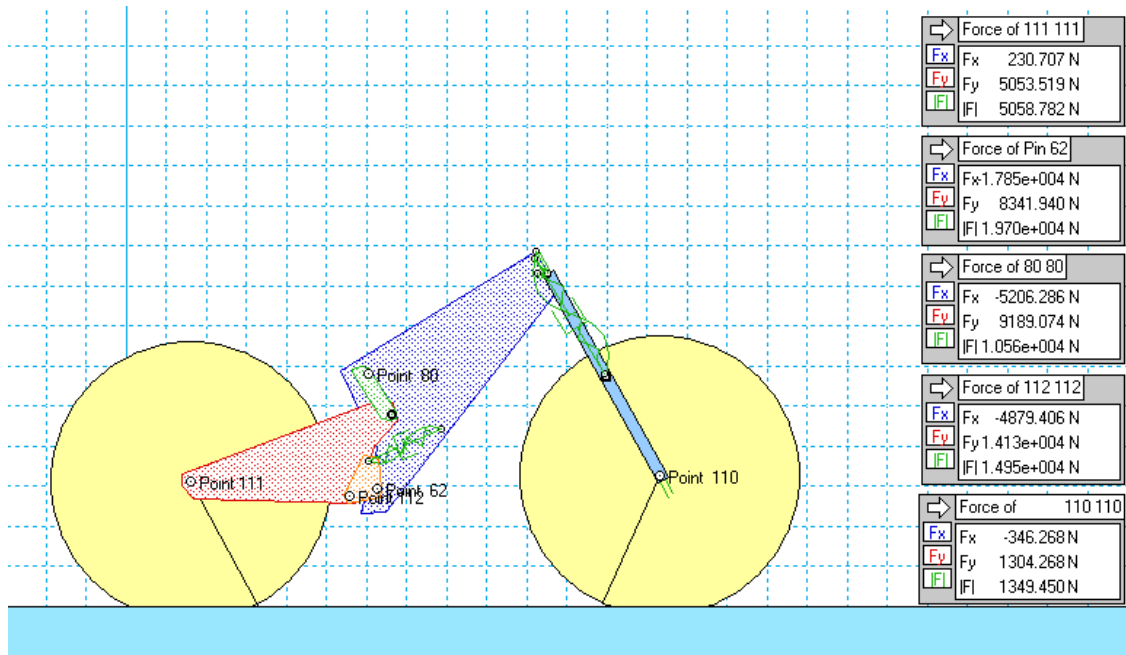


Imagen 16 Esfuerzos en el modelo en la caída libre

Como se puede observar, al realizar el ensayo (Imagen 16), se han podido obtener las fuerzas que actúan sobre la unión de la bieleta superior con el cuadro, de la bieleta inferior con el cuadro, de la bieleta inferior con el triángulo trasero, en el eje de la rueda trasera y en el eje de la rueda delantera. Con estos valores es suficiente para calcular las cargas en todos los puntos de la bicicleta. Los valores aparecen reflejados en la Imagen 17, Imagen 18 y la Imagen 19.

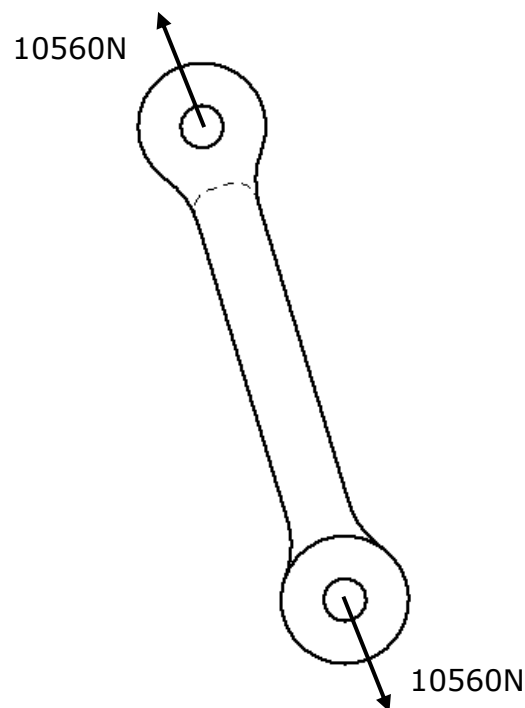


Imagen 17 Fuerzas sobre la bieleta superior frente a caída libre

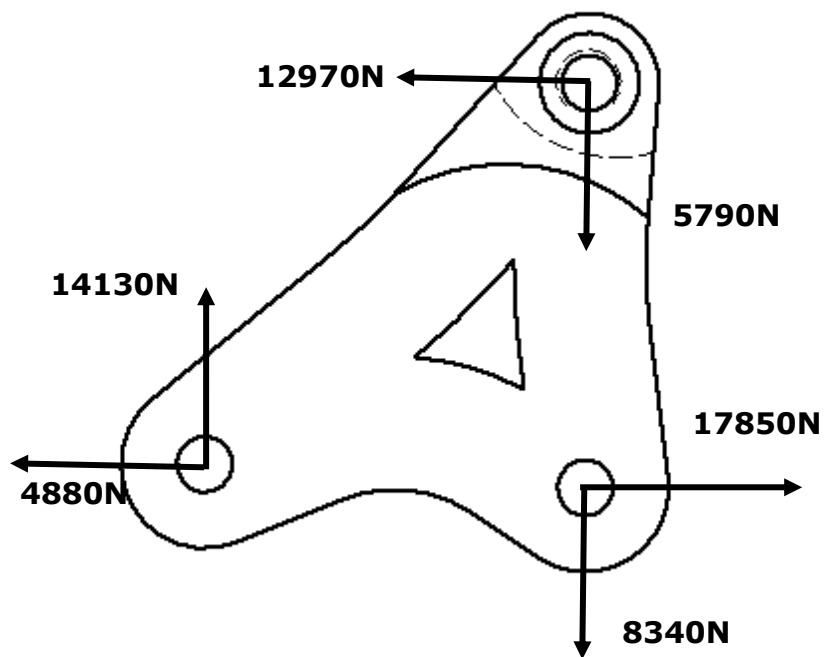


Imagen 18 Fuerzas en la bieleta inferior frente a caída libre

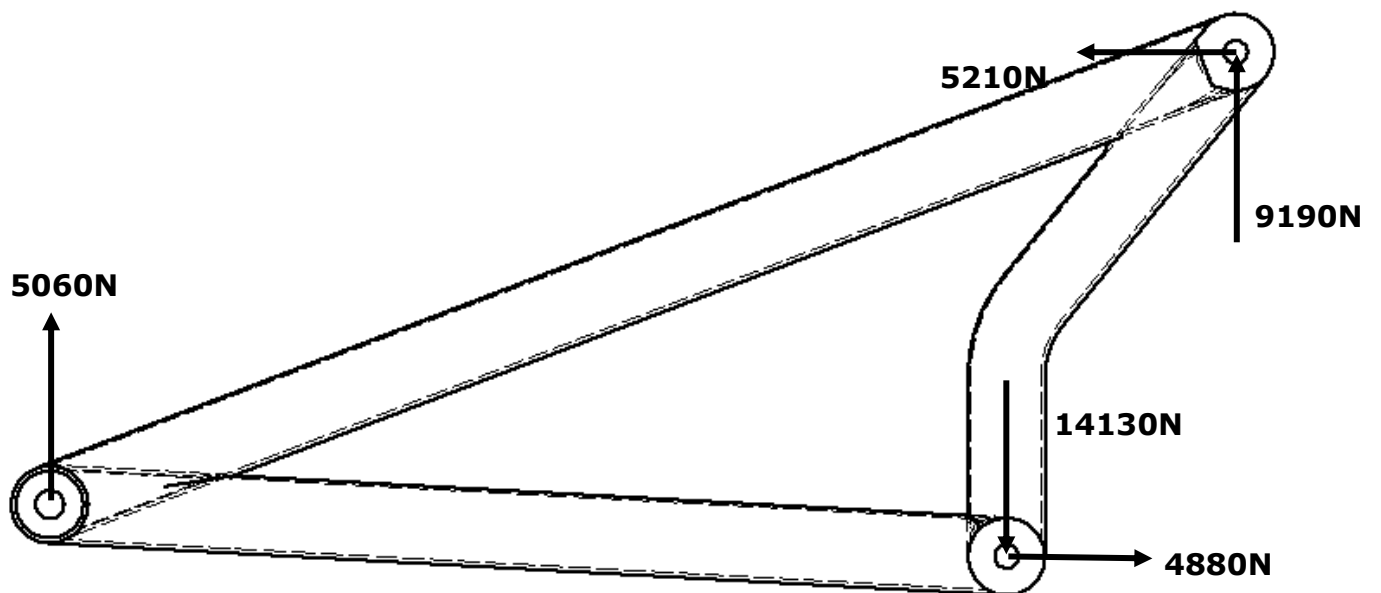


Imagen 19 Fuerzas en el triángulo trasero frente a caída libre

4. ANÁLISIS DE TENSIONES Y DEFORMACIONES MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS

Una vez se ha realizado el análisis dinámico y se han calculado los esfuerzos a los que va a estar sometido cada uno de los elementos, se realizará un análisis de tensiones empleando un software de análisis de elementos finitos para así calcular las tensiones y las deformaciones de estos.

4.1. ANÁLISIS DEL TRIÁNGULO DELANTERO

El triángulo delantero será el primero de los elementos en ser analizado. En este caso, se divide el análisis en dos casos diferentes; un primer caso, recogiendo las fuerzas obtenidas en el cálculo de esfuerzos de la frenada y, un segundo caso, recogiendo las fuerzas obtenidas en el cálculo de esfuerzos frente a un impacto.

Lo primero que se realiza, antes de introducir las cargas y las restricciones de movimiento es crear la malla que aparece en la Imagen 20:



Imagen 20 Mallado del triángulo delantero

La malla en este caso está compuesta por 23833 nodos y 12380 elementos. El tamaño de estos es menor en las zonas donde mayor concentración de tensiones se puede producir y mayor en las zonas menos críticas.

4.1.1. Análisis frente a los esfuerzos en la frenada

Una vez se ha realizado el mallado, se introducen las fuerzas correspondientes y las restricciones necesarias. En este caso, se ha añadido una barra en la zona de aplicación de la fuerza para poder transmitir de forma más realista este esfuerzo (Imagen 21).



Imagen 21 Cargas y restricciones en la frenada

Por último, se realiza el análisis.

- **Resultados de tensiones:**

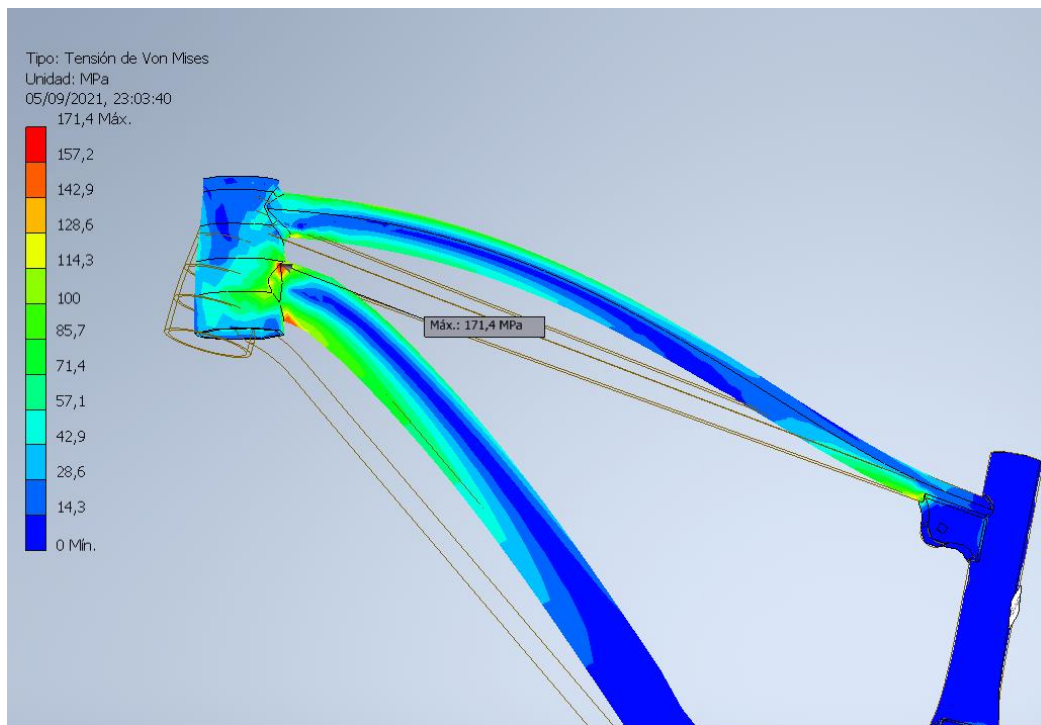


Imagen 22 Tensiones durante la frenada (1)

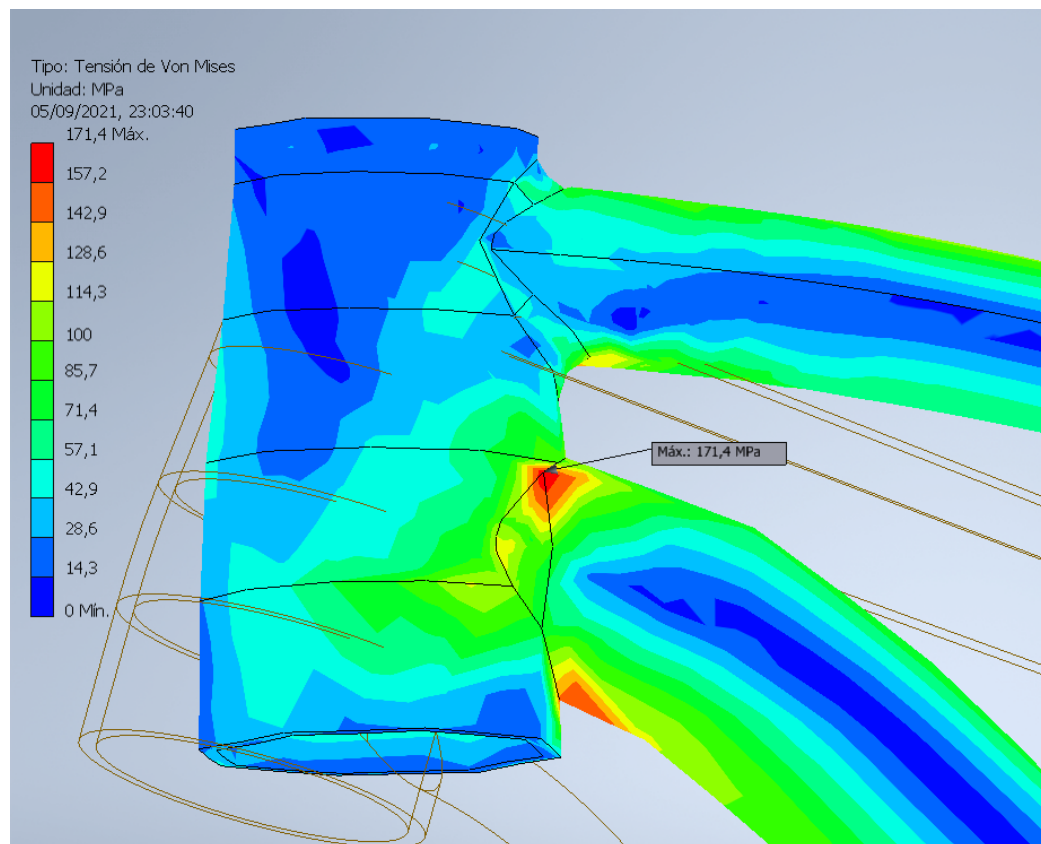


Imagen 23 Tensiones durante la frenada (2)

Como se puede observar en la Imagen 22 y la Imagen 23, la mayor tensión que se ha obtenido es de 171,4 MPa, en una de las soldaduras de la dirección, como era de esperar. Esta tensión máxima es inferior a los 450 MPa del límite elástico del material. Por lo tanto, el material se encuentra en su rango elástico, por lo que se puede afirmar que el análisis ha sido satisfactorio.

- **Resultados de deformaciones y desplazamientos:**

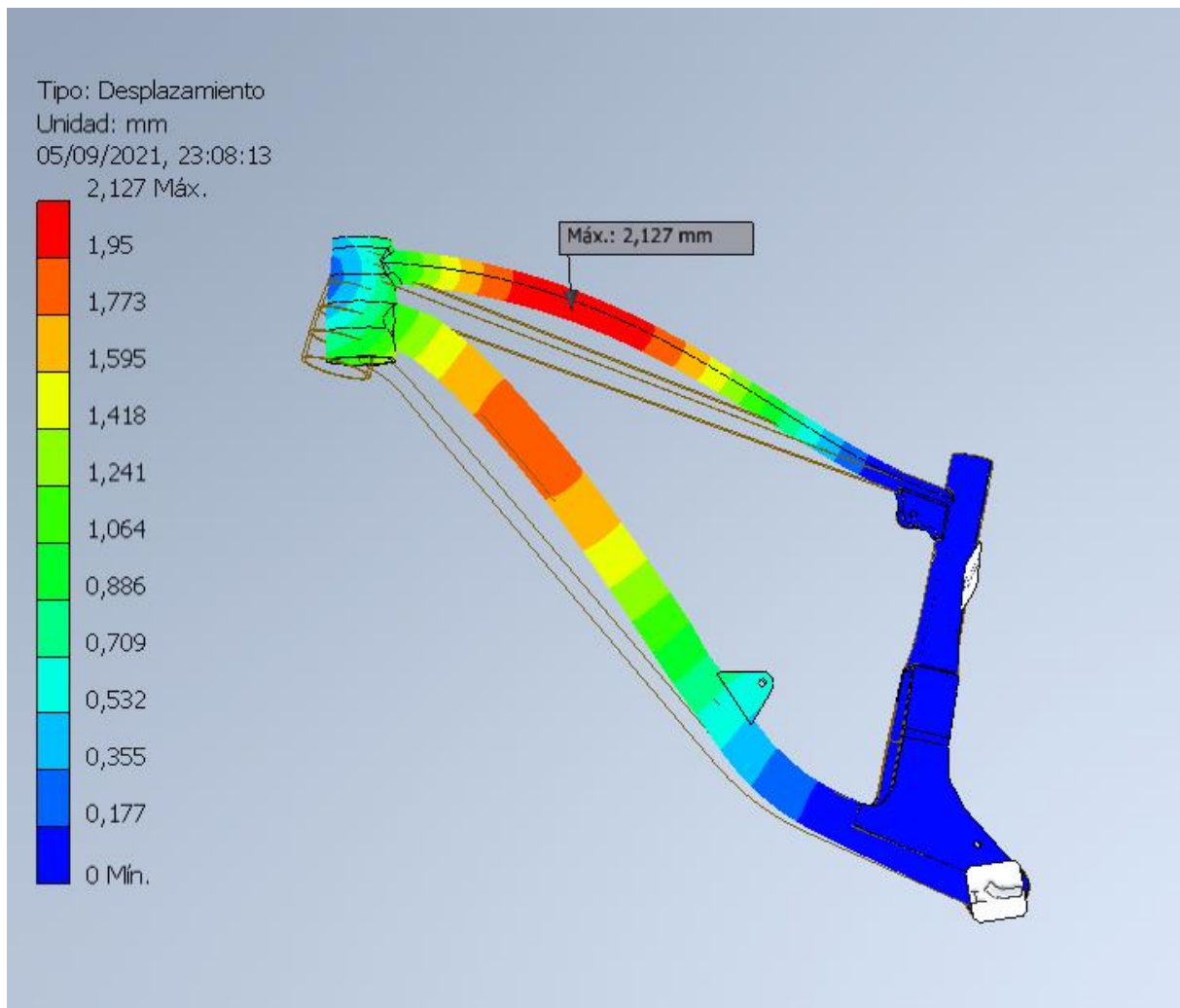


Imagen 24 Deformaciones durante la frenada

La máxima deformación (Imagen 24) se produce en el tubo superior y tiene un valor de 2.1mm.

4.1.2. Análisis de los esfuerzos frente a un impacto

Aprovechando el mallado calculado para el anterior estudio, se introducen las restricciones oportunas y se le añaden las cargas obtenidas de las reacciones calculadas en el análisis dinámico (Imagen 25).

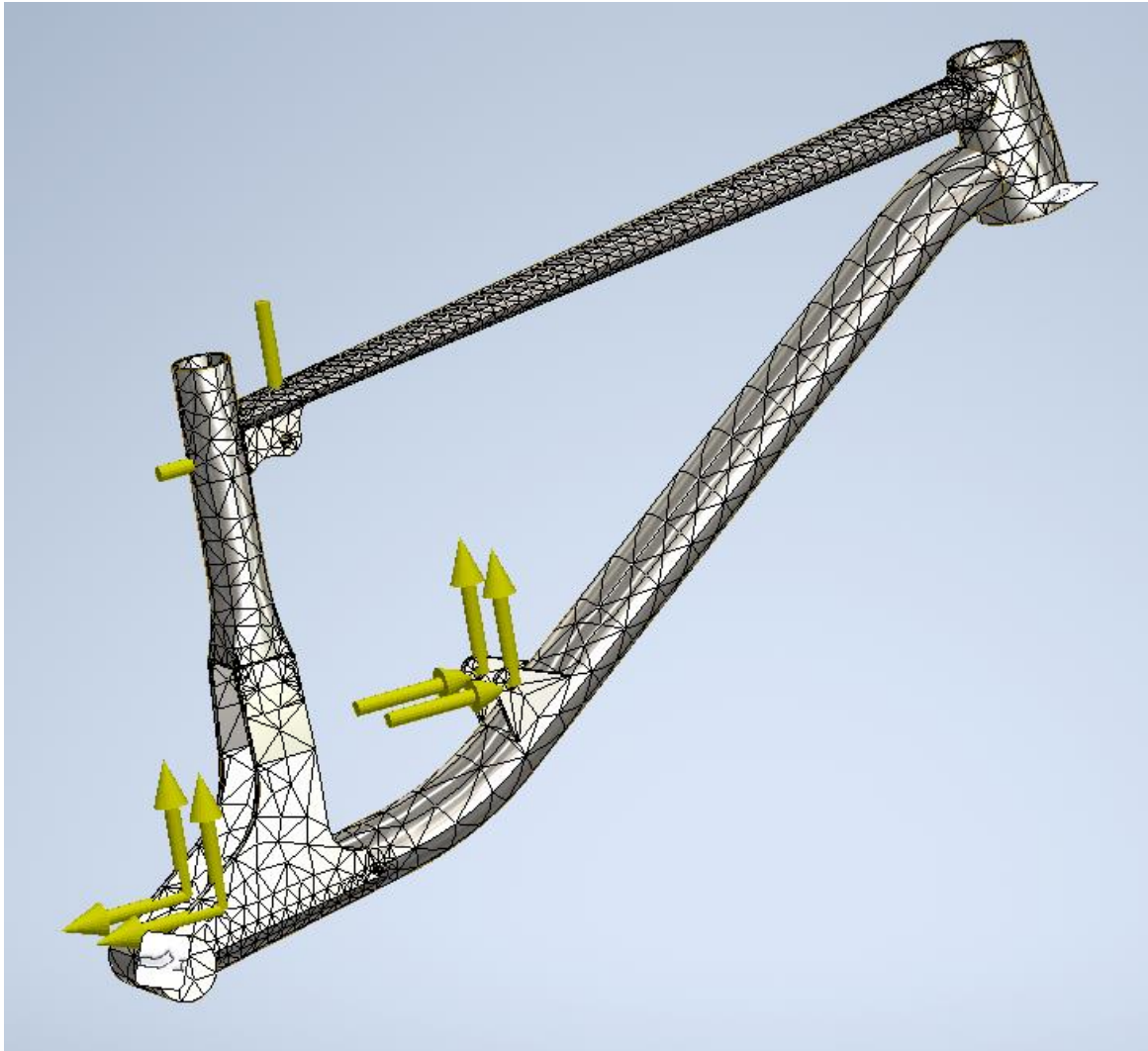


Imagen 25 Cargas y restricciones en impacto

Por último, se realiza el análisis:

- **Resultados de tensiones:**

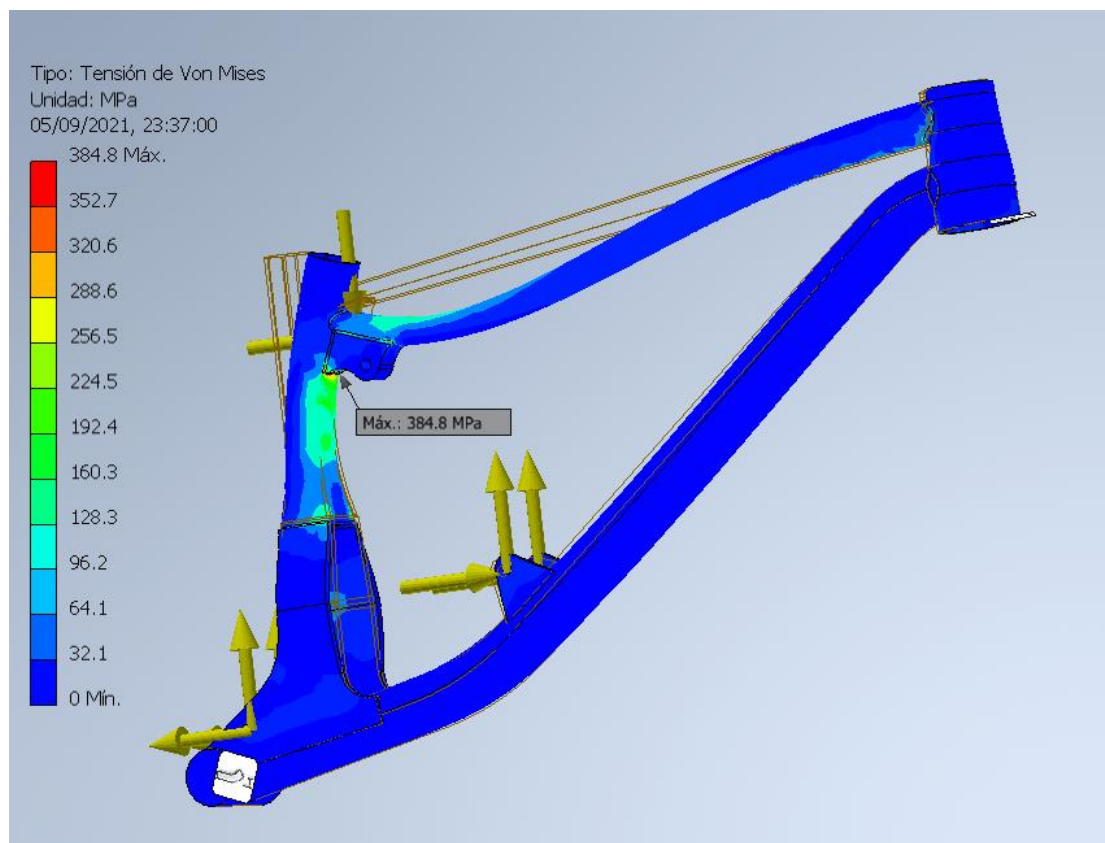


Imagen 26 Tensiones durante el impacto (1)

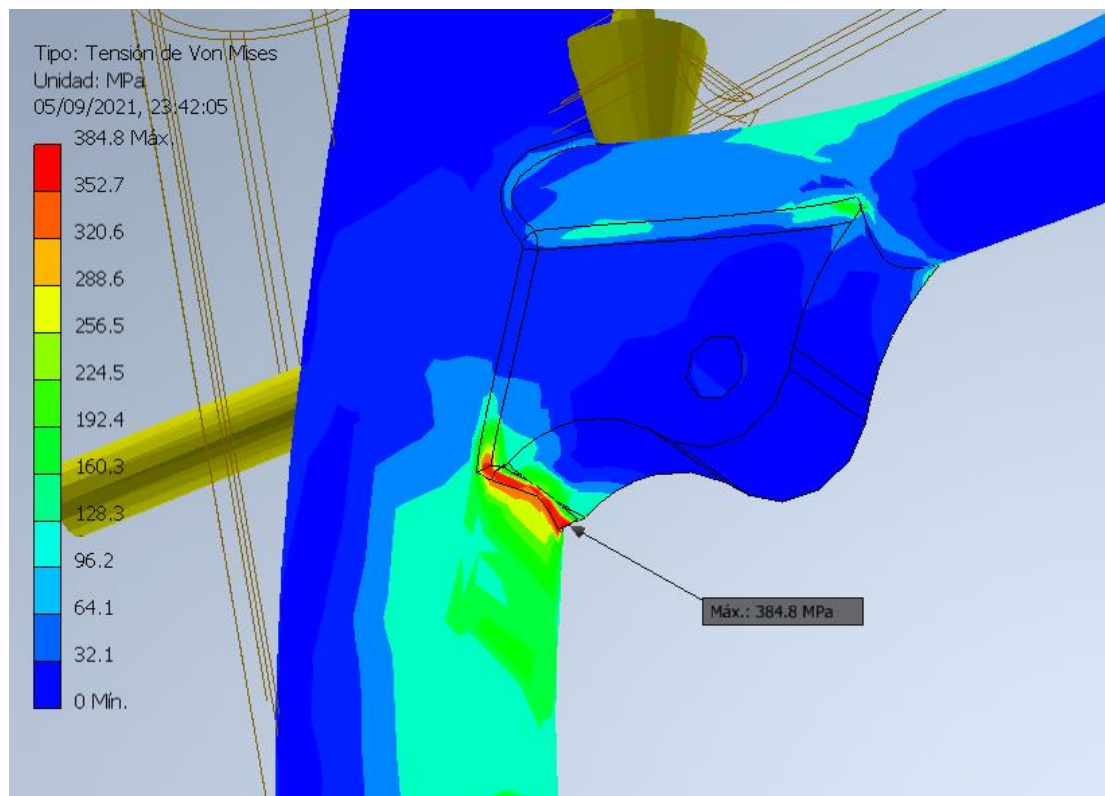


Imagen 27 Tensiones durante el Impacto (2)

Como se puede observar en la Imagen 26 y la Imagen 27, la tensión máxima se produce en la unión del soporte de la bieleta superior con el tubo del sillín. Esta tensión tiene un valor de 385 MPa, menor que los 450 MPa del límite elástico del material.

- **Resultados de deformaciones y desplazamientos:**

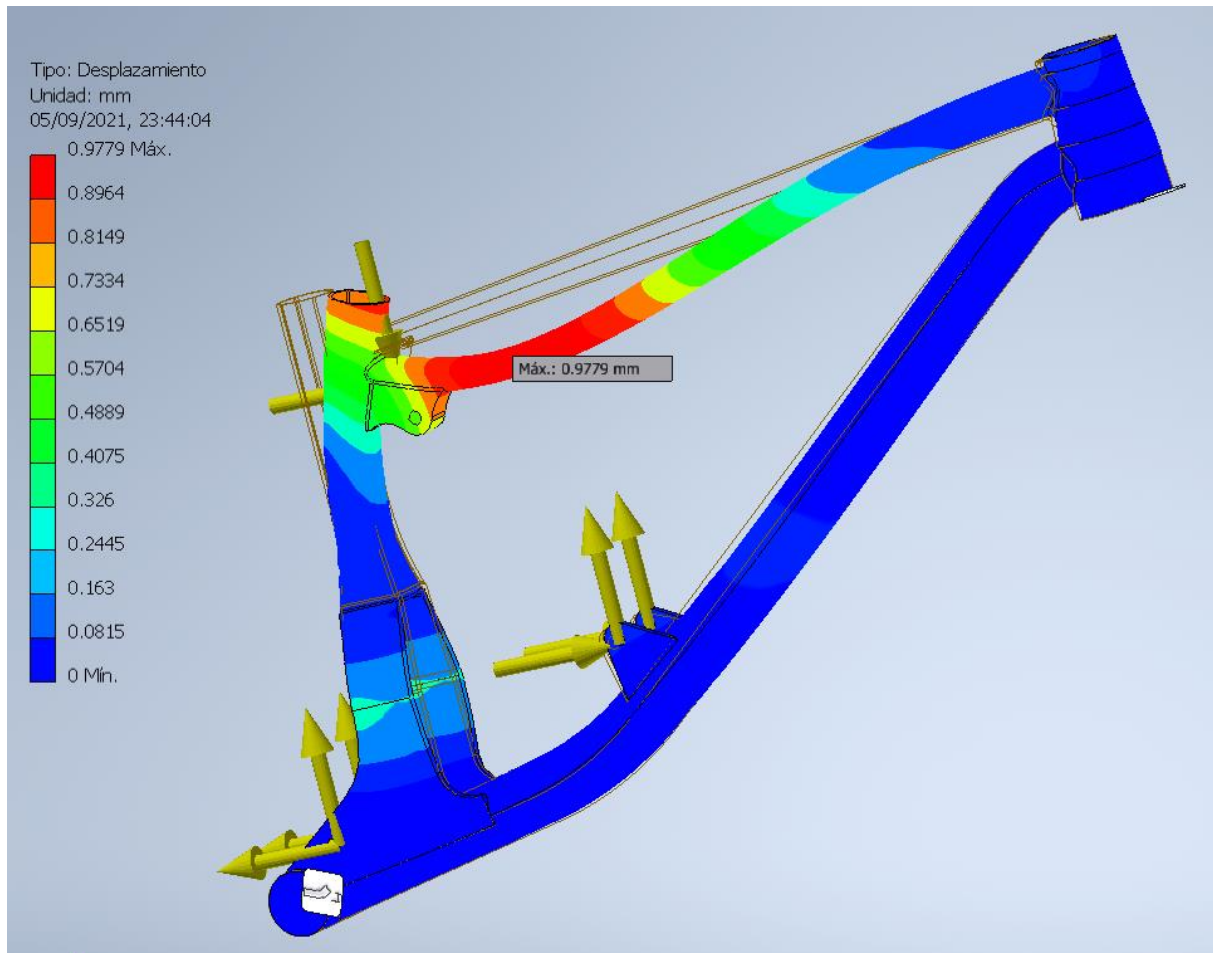


Imagen 28 Deformaciones durante el impacto

La máxima deformación (Imagen 28), se produce en el tubo superior y tiene un valor de 1mm.

4.2. ANÁLISIS DEL TRIÁNGULO TRASERO

Al igual que en el triángulo delantero, el primer paso para realizar el análisis será realizar el mallado para posteriormente aplicar las restricciones y las cargas correspondientes (Imagen 29).

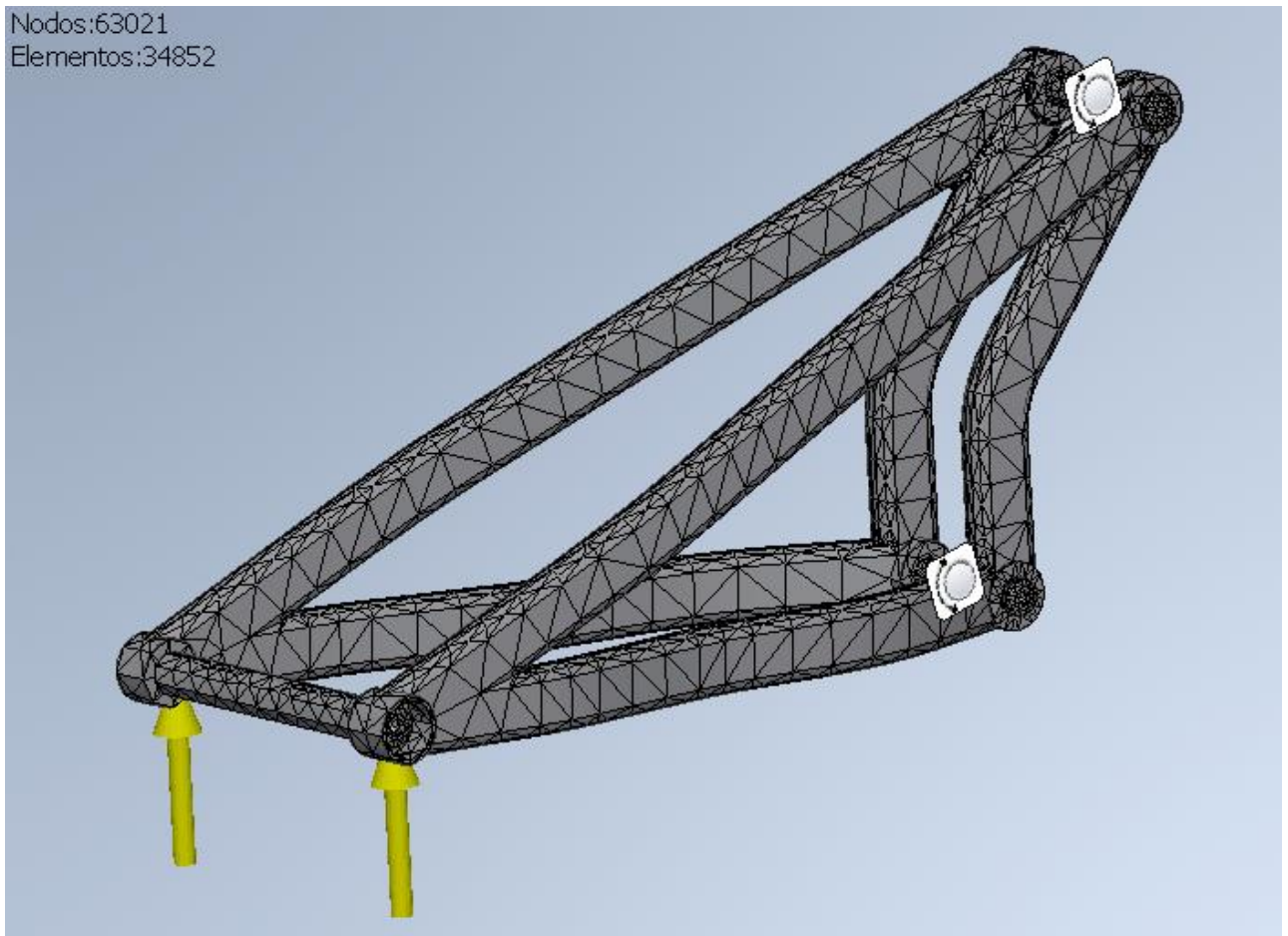


Imagen 29 Mallado, restricciones y cargas del triángulo trasero

Una vez introducidas las cargas y las restricciones se realiza el análisis (Imagen 30):

- **Resultados de tensiones:**

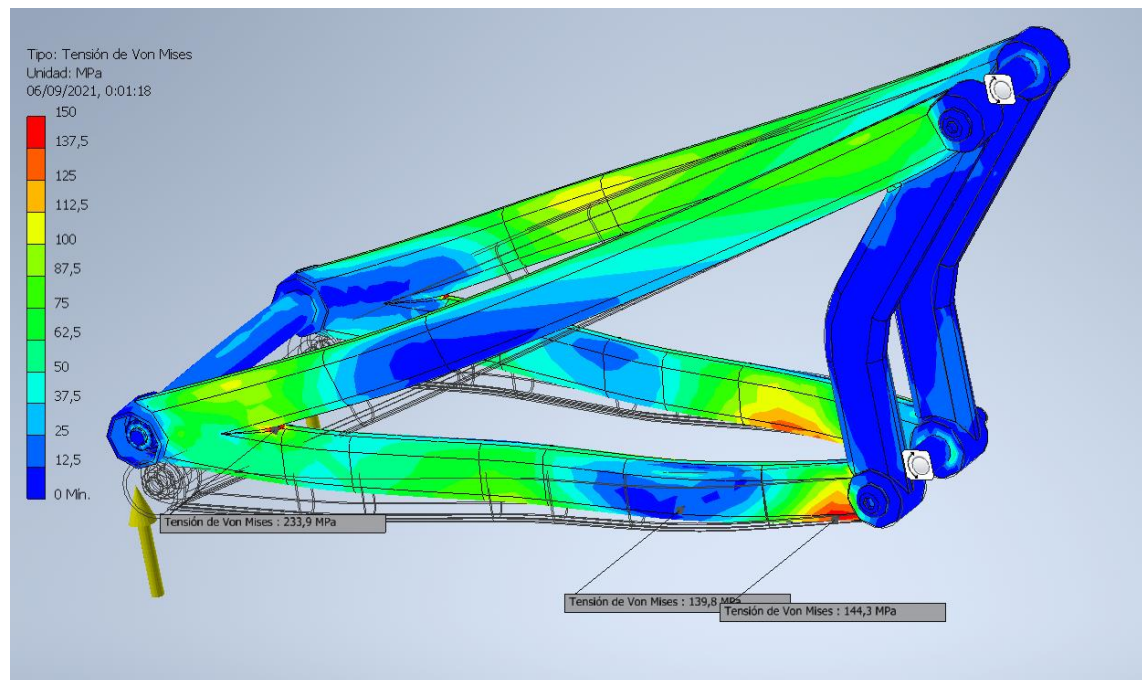


Imagen 30 Tensiones en triángulo trasero (1)

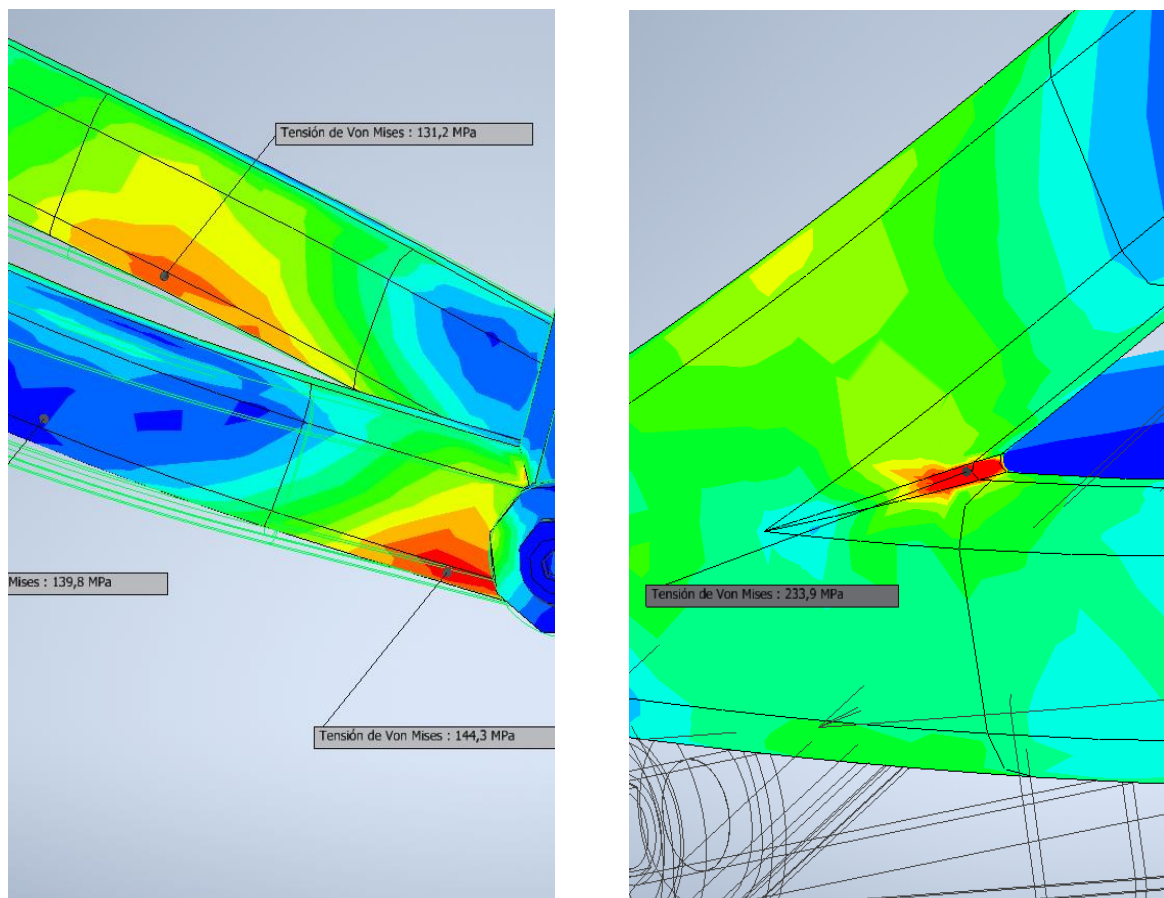


Imagen 31 Tensiones en triángulo trasero (2)

Como se puede ver en la Imagen 31, la máxima tensión que se alcanza es de 234 MPa, en la unión entre los dos tubos que llegan al eje trasero. También es de destacar la tensión generada junto al eje de unión entre la bieleta inferior y el triángulo trasero, donde se alcanzan los 144 MPa. Ambas tensiones son muy inferiores al límite elástico del material.

- **Resultados de deformaciones y desplazamientos:**

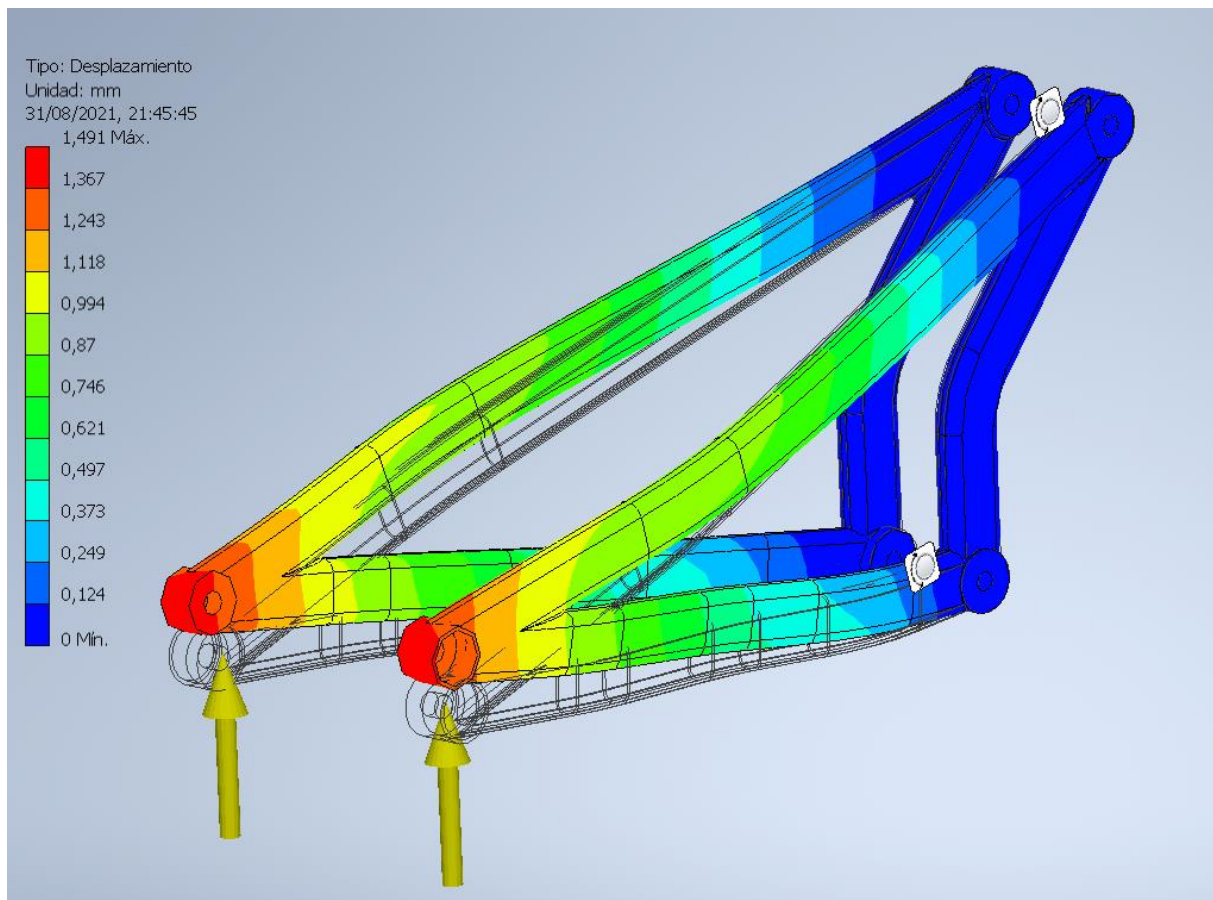


Imagen 32 Deformaciones en triángulo trasero

La máxima deformación alcanzada (Imagen 32) es de 1.5mm en la zona del eje de la rueda, como era de esperar ya que es la zona donde se aplica la carga.

4.3. ANÁLISIS DE LAS BIELETAS

4.3.1. Bieleta superior

Al igual que en los otros dos elementos, en primer lugar, realizaremos el mallado, a continuación, se introducen las cargas junto con las restricciones y finalmente se ejecuta el análisis.

En este caso no habrá resultados de deformaciones porque los valores de deformación son nulos.

- **Resultados de tensiones:**

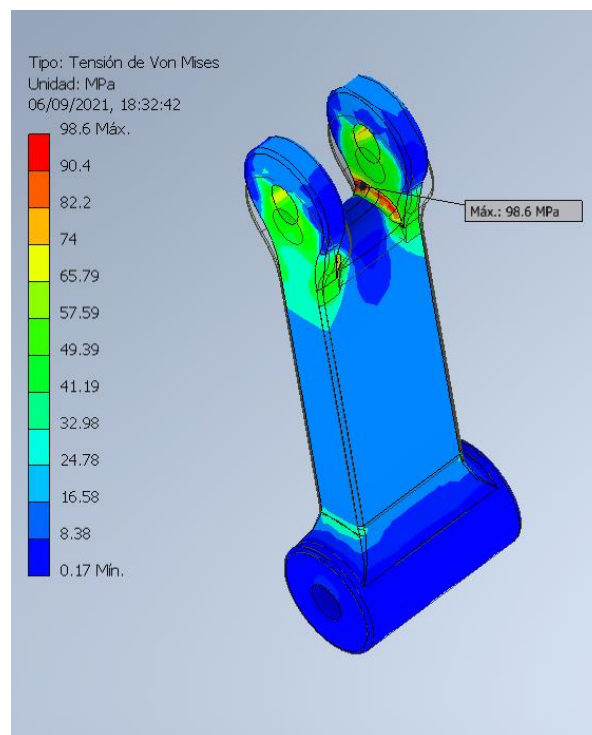


Imagen 33 Tensiones en bieleta superior

Como se puede observar en la Imagen 33, la máxima tensión alcanzada es de 98.6 MPa, lo que dista mucho del límite elástico del material.

- **Resultados de deformaciones y desplazamientos:**

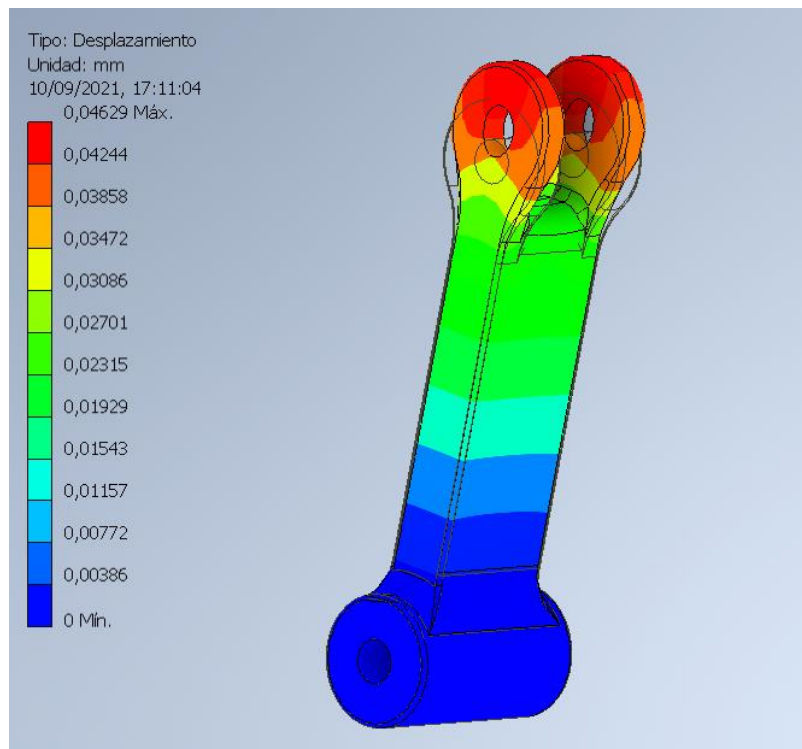


Imagen 34 Deformaciones en bieleta superior

La máxima deformación alcanzada (Imagen 34), es de 0.046mm.

4.3.2. Bieleta inferior

En este caso, siguiendo la misma metodología que en los elementos de la suspensión anteriores, se muestra el análisis tensional y de deformaciones de la bieleta superior.

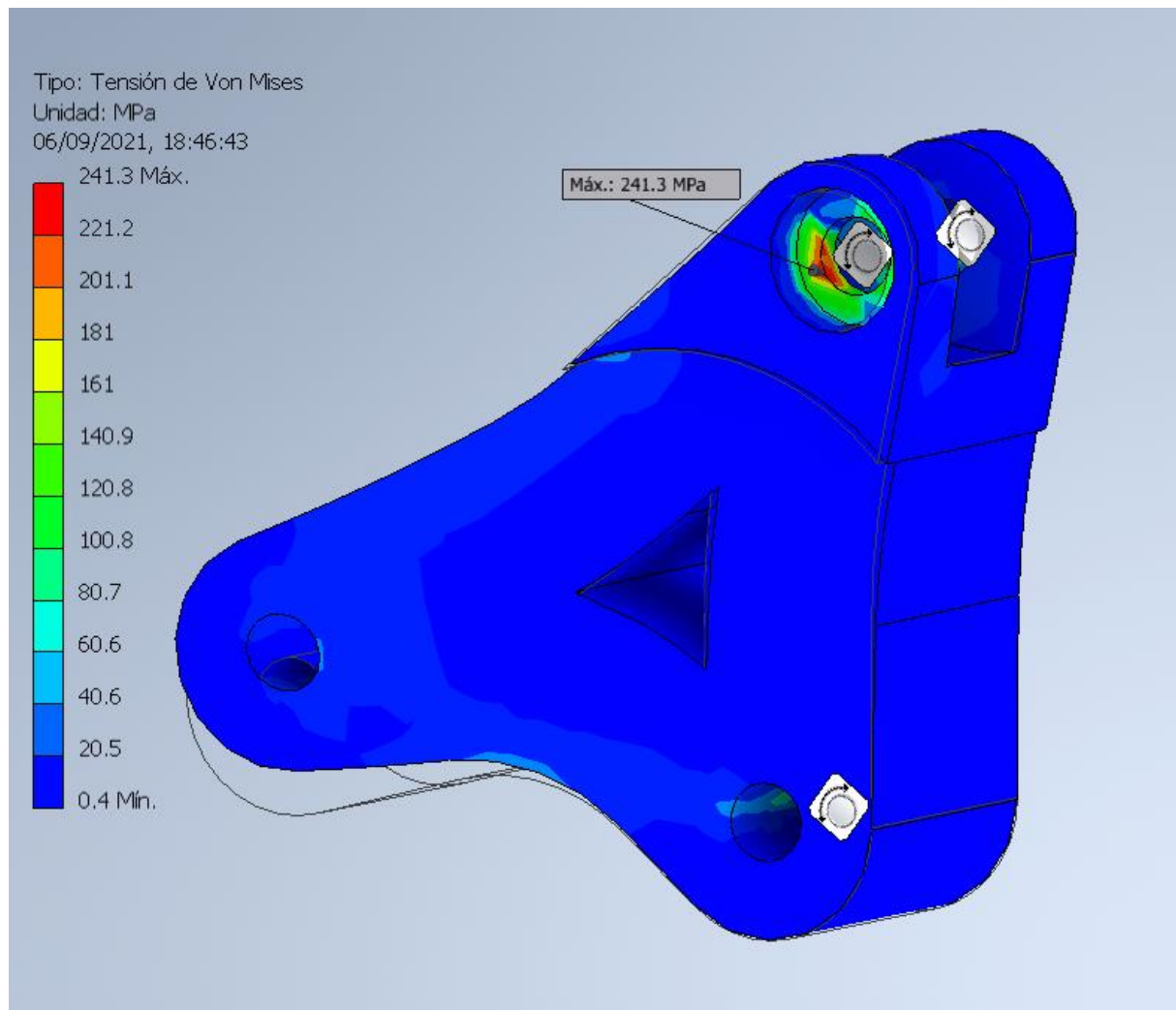


Imagen 35 Tensiones en ballestín inferior

Como se puede observar en la Imagen 35, la tensión máxima alcanzada es de 241 MPa. Este valor se da en el agujero que une la ballestín con el amortiguador, ya que es la zona con un menor espesor y, por lo tanto, la más comprometida. No obstante, esta tensión se encuentra por debajo del límite elástico de 450 MPa.

- **Resultados de deformaciones y desplazamientos:**

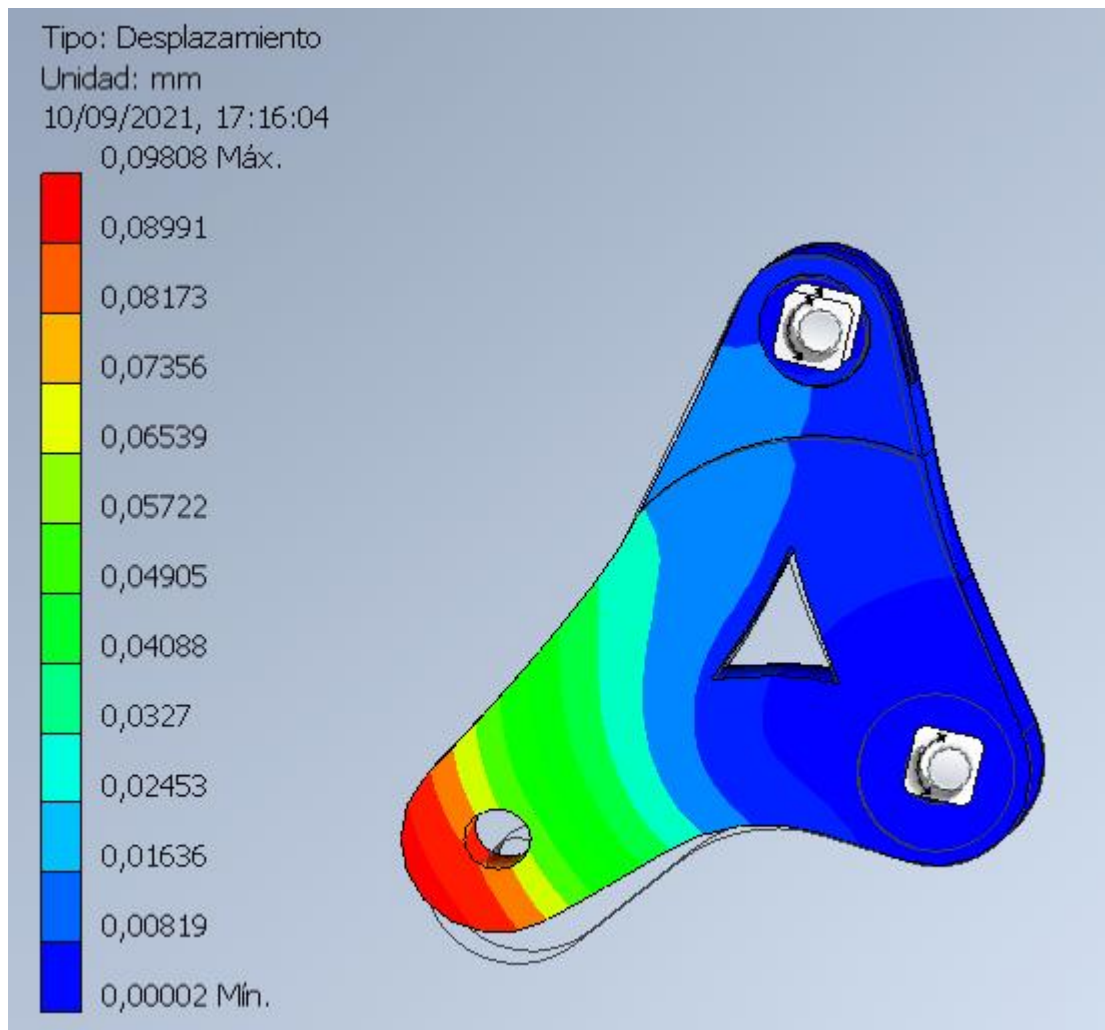


Imagen 36 Deformaciones en bieleta inferior

Como se puede ver en la (Imagen 36), la máxima deformación alcanzada es de 0.098mm.

5. CÁLCULO DE MODOS DE VIBRACIÓN

Una vez comprobado que el modelo resiste todos los esfuerzos a los que va a ser sometido mediante análisis estáticos, se considera oportuno realizar un cálculo de los modos de vibración de cada uno de los elementos. En este cálculo se puede comprobar si alguno de los elementos tiene algún modo de vibración cercano a las frecuencias a las que se producen las solicitaciones más comunes de una bicicleta (desequilibrio en alguna de las ruedas, pedaleo, baches continuos, etc.), lo que produciría una amplificación dinámica de la amplitud de las vibraciones que podría llegar a ser incómoda para el piloto.

Las frecuencias a las que se pueden producir estas solicitaciones son las siguientes:

- En el caso del desequilibrio de las ruedas, se pueden dar frecuencias de entre 0 y 9 Hz, para un rango de velocidades de 0 a 70 Km/h.
- En el caso del pedaleo, se dan frecuencias entre 0 y 2.5 Hz para rangos de cadencia entre 0 y 150 ppm (pedaleos por minuto).
- Para los baches continuos, es difícil que se alcancen frecuencias superiores a los 30 Hz.

En este caso, se ha realizado un análisis modal de cada uno de los elementos que componen la estructura en el mismo programa en el que se han realizado previamente los análisis de elementos finitos (ANSYS).

5.1. ANÁLISIS MODAL DEL TRIÁNGULO DELANTERO

El primer elemento que es sometido al análisis modal es el triángulo delantero:

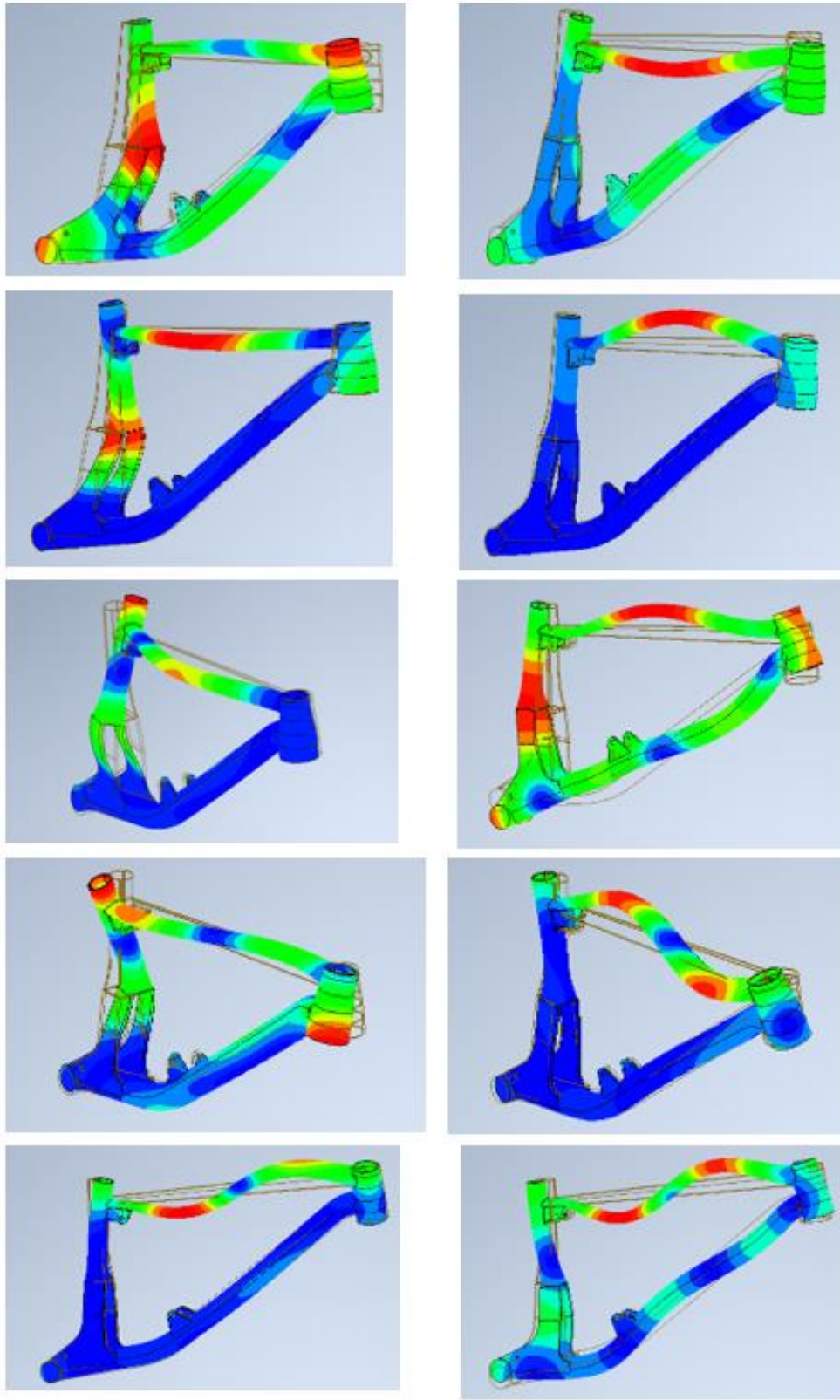


Imagen 37 Modos de vibración del triángulo delantero a)336Hz b)338Hz c)441Hz d)465Hz e)619Hz f)708Hz g)838Hz h)1060Hz i)1061Hz j)1401Hz

En el análisis se obtienen los 16 primeros modos (6 modos de sólido libre y los 10 primeros modos de vibración). Como se puede ver en la Imagen 37, se muestran los primeros 10 modos. El primer modo se produce en la frecuencia de 335,82 Hz, la cual dista mucho de la frecuencia a la que se pueda producir cualquiera de las sollicitaciones externas que afecten durante la marcha, por lo que se puede afirmar que el análisis se completa de forma satisfactoria.

5.2. ANÁLISIS MODAL DEL TRIÁNGULO TRASERO

Al igual que se ha analizado el triángulo delantero, se realiza el análisis modal del triángulo trasero:

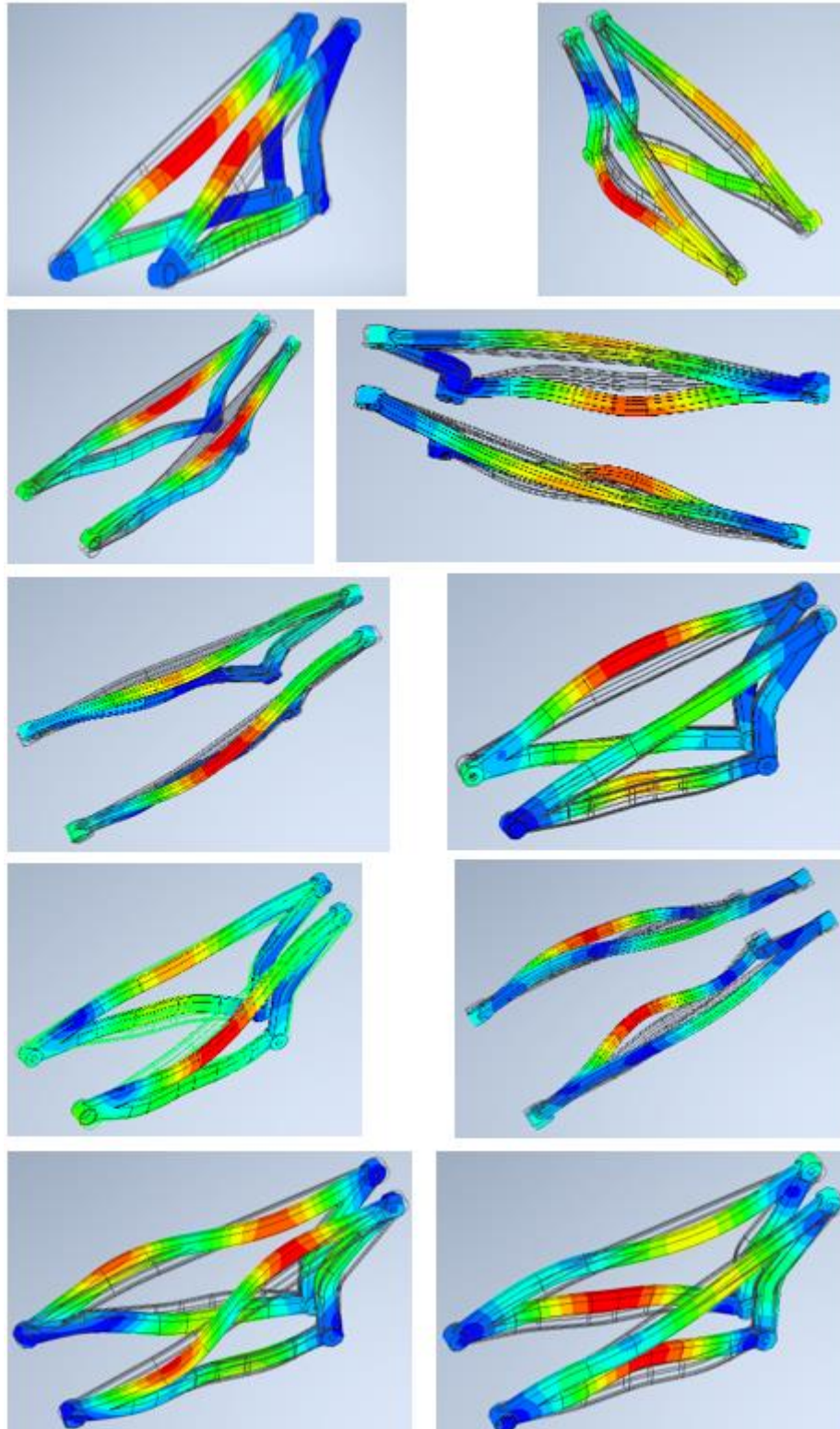


Imagen 38 Modos de vibración del triángulo trasero a)375Hz b)381Hz c)415Hz d)618Hz e)636Hz
f)697Hz g)730Hz h)890Hz i)982Hz j)1039Hz

Al igual que en el anterior análisis, se obtienen los 6 modos de sólido libre y los 10 primeros modos de vibración. Como se ve en la Imagen 38, se representan los primeros 10 modos. El primer modo aparece a la frecuencia de 375,16 Hz, la cual no aparece ante ninguna de las sollicitaciones posibles.

5.3. ANÁLISIS MODAL DE LAS BIELETAS

Por último, se realiza el análisis modal de las dos bieletas; debido a su pequeño tamaño y a la gran rigidez que poseen se prevé que los modos de vibración de estas se encuentren a frecuencias extremadamente elevadas:

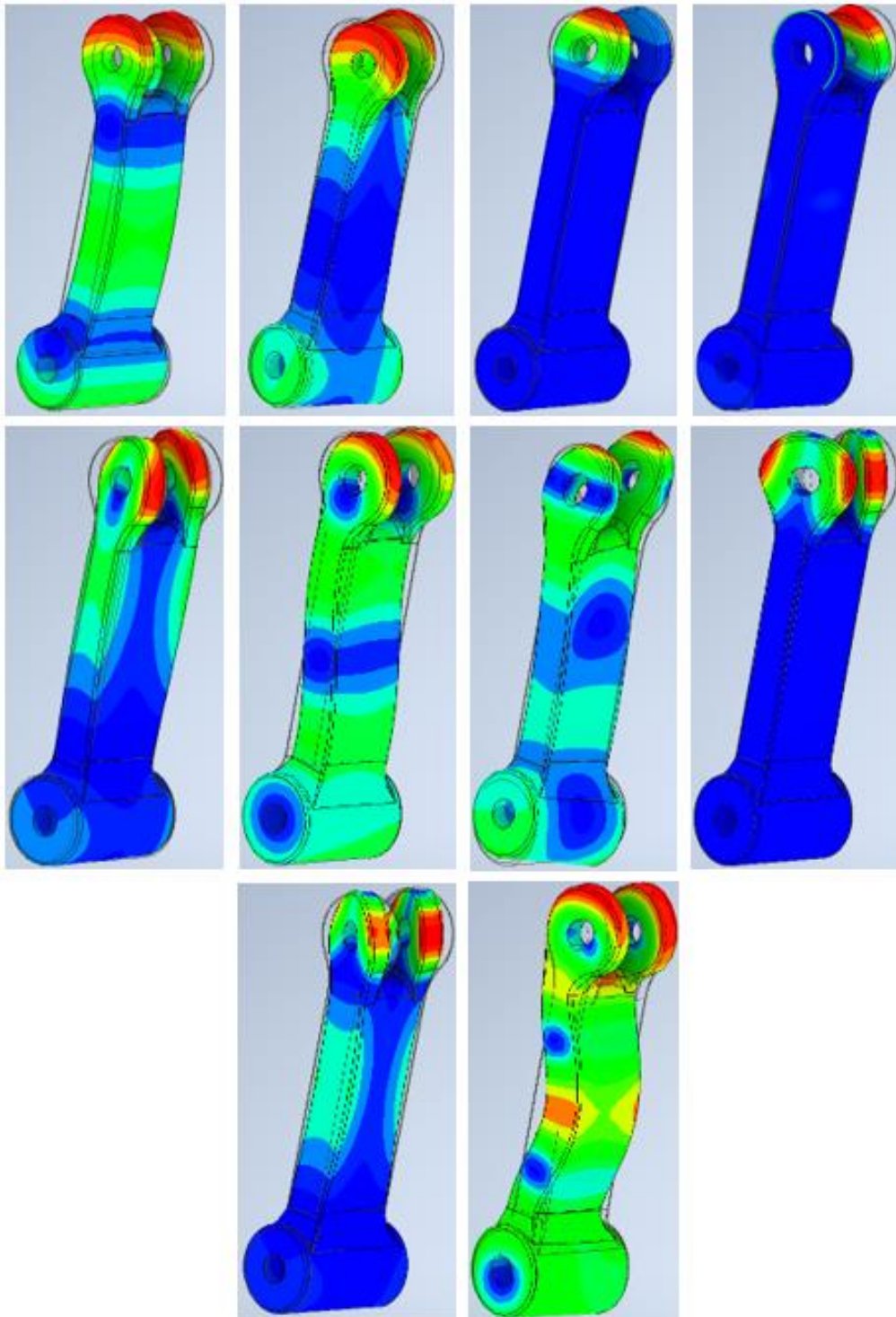


Imagen 39 Modos de vibración de la bieleta superior a)3427Hz b)4754Hz c)4796Hz d)4947Hz e)8029Hz f)8529Hz g)9341Hz h)10229Hz i)11716Hz j)15813Hz

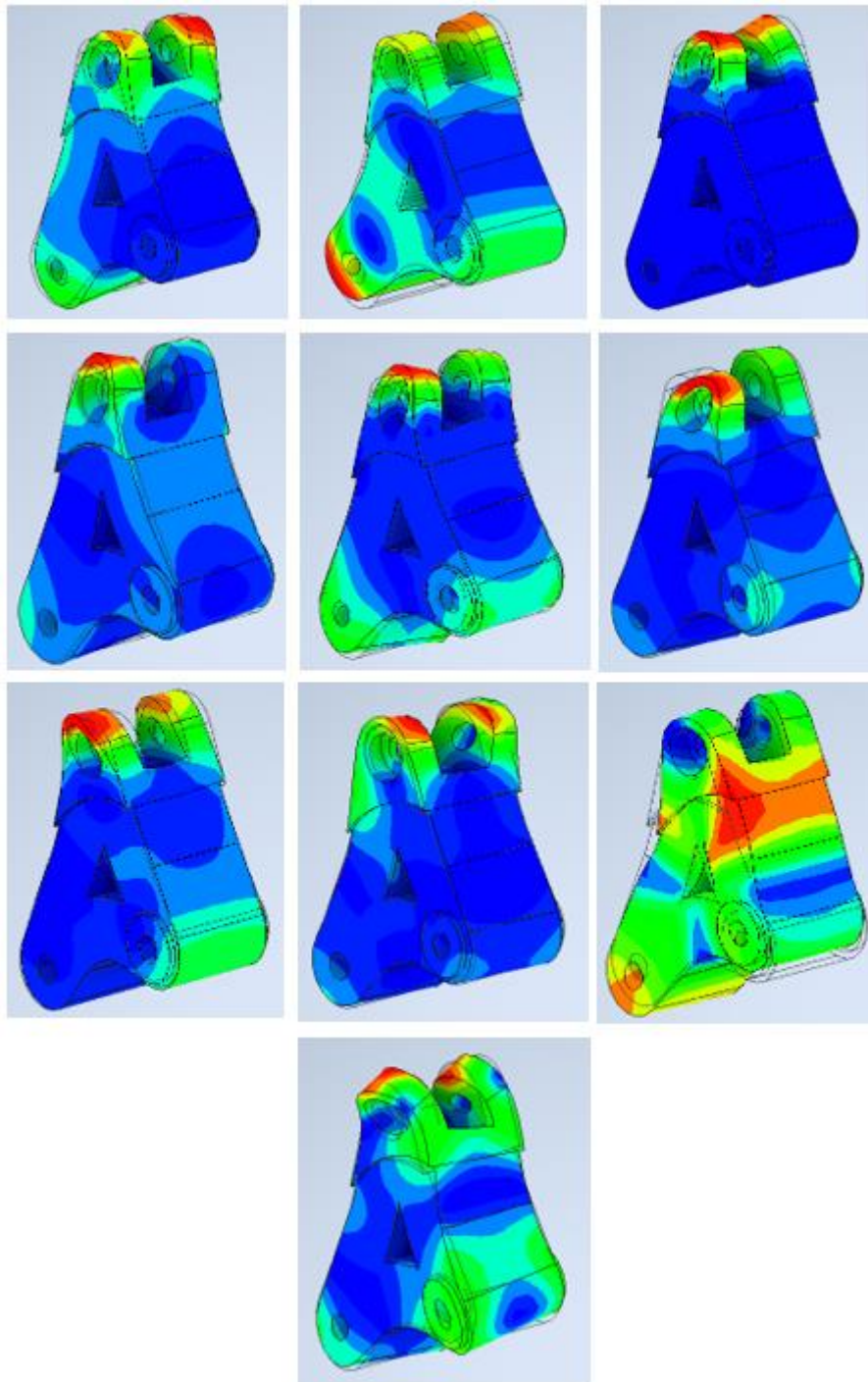


Imagen 40 Modos de vibración de la bieleta inferior a)11302Hz b)13075Hz c)13454Hz d)13583Hz e)15673Hz f)18177Hz g)18825Hz h)19498Hz i)20303Hz j)22149Hz

El análisis se realiza de igual forma que en los casos anteriores. Como se puede ver en la Imagen 39 y en la Imagen 40, se representan los primeros 10 modos. El primer modo de vibración se encuentra en las frecuencias de 3426,84 Hz y 11301,50 Hz, para la bieleta superior y la bieleta inferior respectivamente. Como era de esperar, estos modos se producen en frecuencias extremadamente altas, e imposibles de alcanzar durante el uso normal del modelo.

5.4. ANÁLISIS MODAL DE LA ESTRUCTURA COMPLETA

Una vez analizada la estructura pieza a pieza se ha considerado adecuado realizar un análisis modal del cuadro completo con la intención de buscar algún modo de vibración del conjunto completo que pueda coincidir con alguna de las frecuencias críticas mencionadas anteriormente.

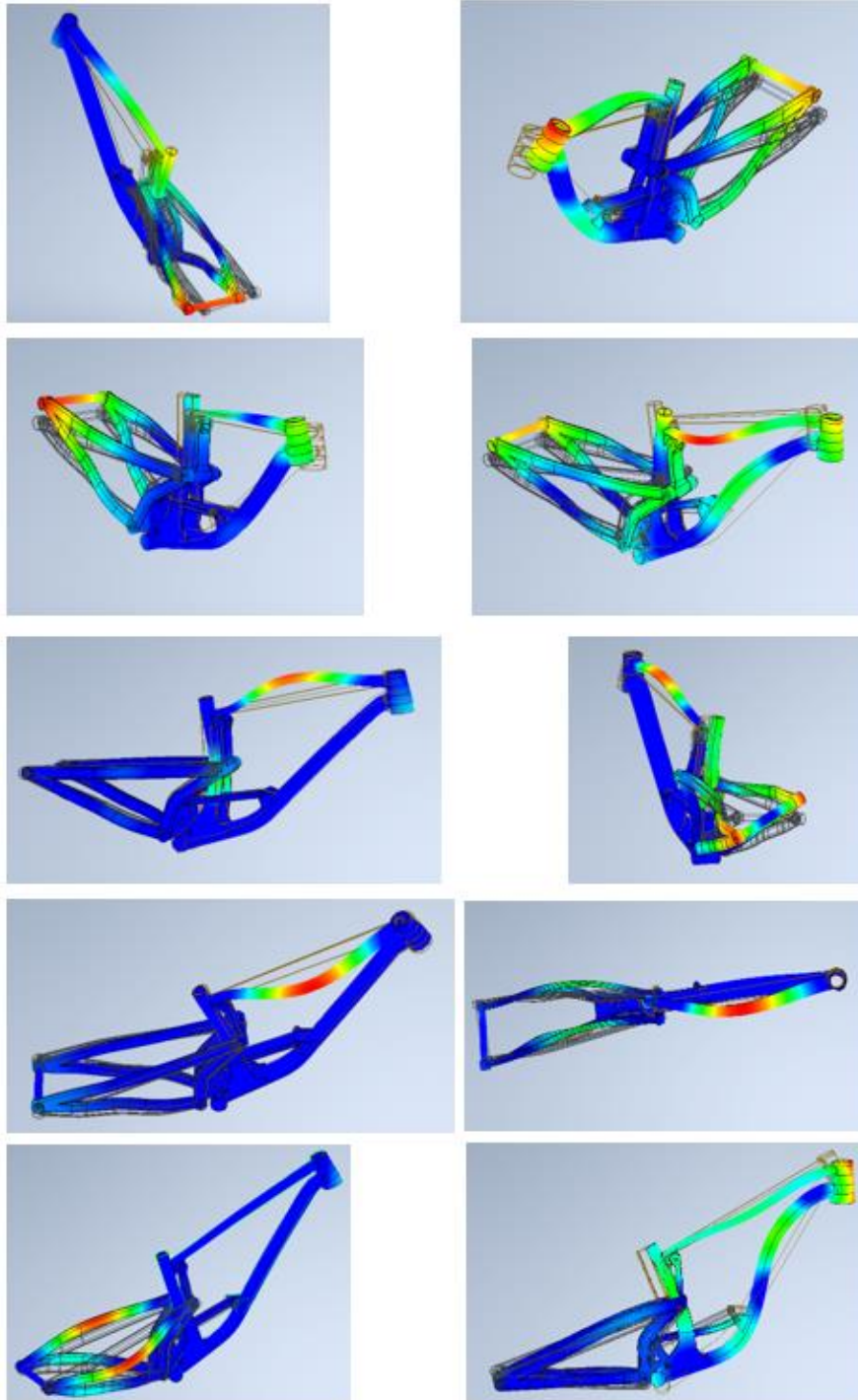


Imagen 41 Modos de vibración del cuadro completo a)126Hz b)282Hz c)287Hz d)345Hz e)456Hz f)473Hz g)490Hz h)518Hz i)656Hz j)680Hz

Para la estructura completa, se ha realizado un análisis análogo a los anteriormente realizados y como se puede ver en la Imagen 41, se representan los 10 primeros modos. El primer modo de vibración aparece a la frecuencia de 126.49 Hz, la cual es una frecuencia inferior a la encontrada en los análisis realizados elemento a elemento, pero, aun así, bastante distante de las frecuencias de las solicitaciones que se pueden producir durante el uso del modelo.

5.5. RESUMEN Y CONCLUSIONES

Una vez realizado el análisis modal de cada uno de los elementos y de la estructura completa, se agrupan todos los datos obtenidos en la Tabla 2, la cual contiene las frecuencias en las que se producen los primeros 10 modos de vibración que no son de sólido libre de cada elemento.

Tabla 2 Resumen de los modos de vibración obtenidos (Hz)

ELEMENTO	CUADRO COMPLETO	TRIÁNGULO DELANTERO	TRIÁNGULO TRASERO	BIELETA SUPERIOR	BIELETA INFERIOR
MODO 1	126,49	335,82	375,16	3426,84	11301,5
MODO 2	281,96	337,98	381,17	4754,36	13074,99
MODO 3	286,72	440,85	415,41	4796,14	13454,09
MODO 4	344,89	465,37	618,04	4947,14	13582,8
MODO 5	455,6	619,34	636,28	8029,44	15673,29
MODO 6	472,69	708,3	697,2	8529,23	18177,08
MODO 7	490,28	838,42	729,72	9341,92	18824,5
MODO 8	518,11	1060,41	889,96	10229,13	19498,42
MODO 9	655,52	1061,2	981,63	11715,5	20303,32
MODO 10	679,77	1401,2	1039,39	15813,39	22148,62

Una vez analizados los datos reflejados en la Tabla 2, se puede concluir que, durante el uso normal del cuadro, en principio, no se van a alcanzar ninguna de las frecuencias de los modos de vibración anteriormente obtenidos.

También se puede observar cómo existen modos que se repiten tanto en el análisis de cada parte por separado como en el análisis del cuadro completo. Un buen ejemplo se da entre el modo 4 del triángulo delantero y el modo 7 del cuadro completo. La teoría dice que estos modos deberían darse a la misma frecuencia, pero el aumento o la reducción de la rigidez que da el ensamblar los elementos hace que estas frecuencias varíen ligeramente.

6. ANÁLISIS PRELIMINAR A FATIGA

6.1. CÁLCULO DE LOS ESFUERZOS

A parte del estudio del modelo ante un impacto producido por una caída libre, se ha creado un escenario en Working Model con diferentes tipos de irregularidades para simular los esfuerzos medios a los que puede estar sometido el cuadro a lo largo de una bajada (Imagen 42).

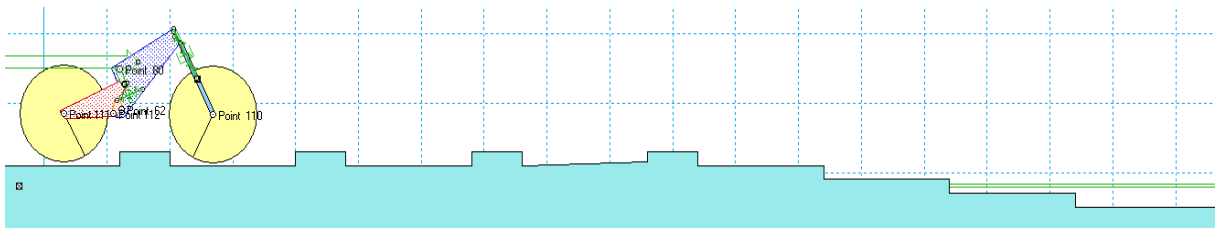


Imagen 42 Escenario para ensayo de fatiga

Se hace avanzar al modelo con una velocidad de aproximadamente 10km/h a lo largo del escenario y se estudian los esfuerzos que aparecen durante el ensayo.

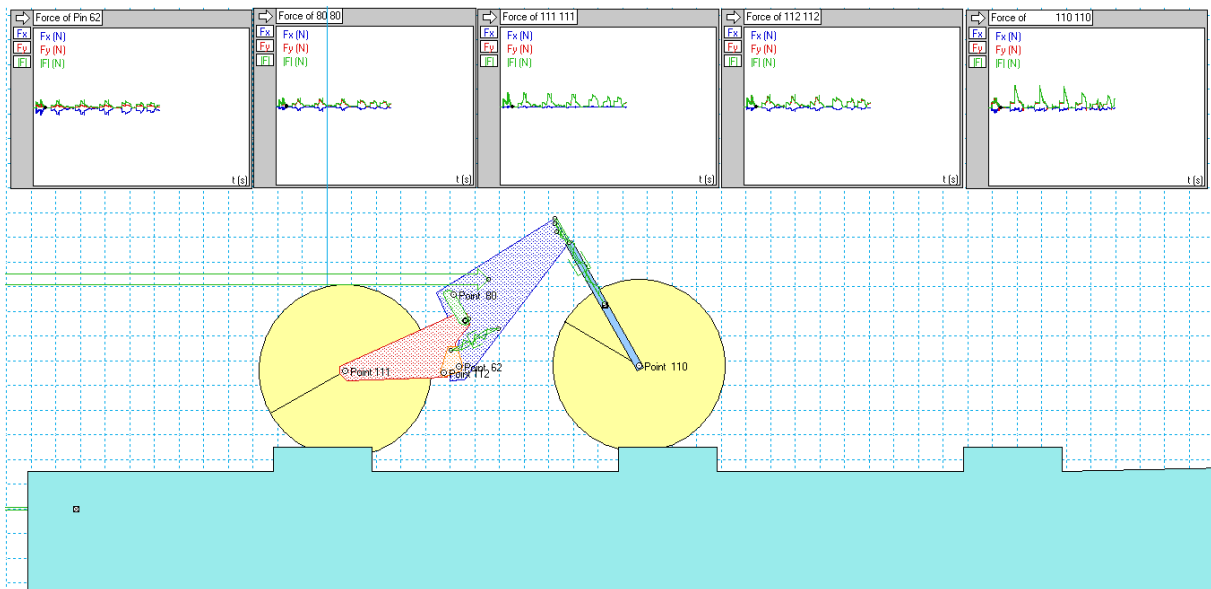


Imagen 43 Ensayo de fatiga

Como se puede observar en la Imagen 43, al avanzar el modelo por el escenario, se producen esfuerzos debidos a los impactos con cada uno de los obstáculos.

Estos esfuerzos tienen una magnitud muy inferior a la de los esfuerzos producidos en un impacto generado por una caída libre, aunque tiene mayor sentido emplear estos resultados en un posible análisis a fatiga de los componentes dado que esta

magnitud de esfuerzos es la que más se va a producir a lo largo de la vida útil de la bicicleta. Los esfuerzos producidos en el ensayo son los siguientes (Imagen 44, Imagen 45, Imagen 46):

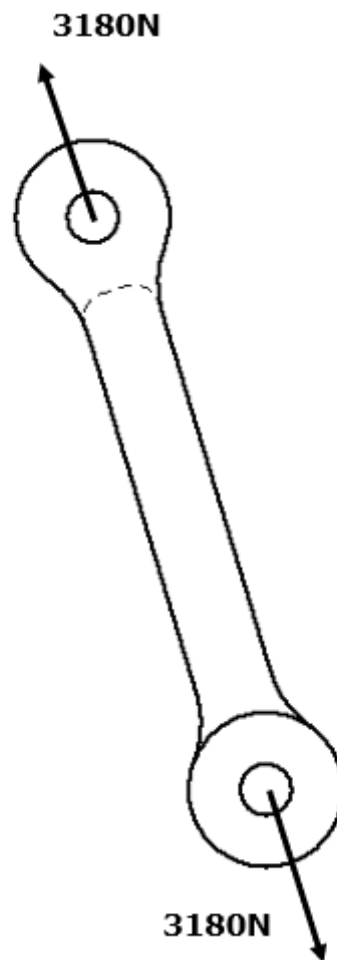


Imagen 44 Esfuerzos en fatiga en bieleta superior

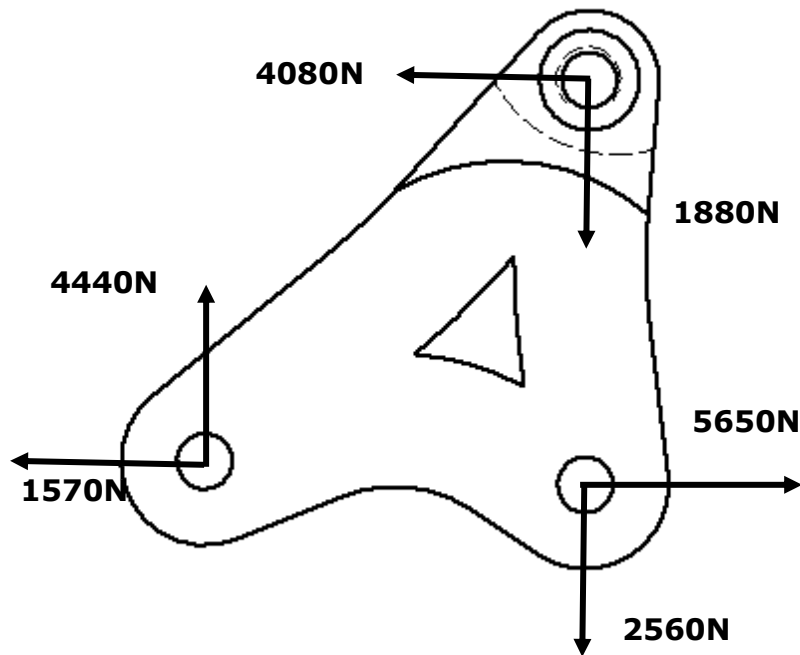


Imagen 45 Esfuerzos en fatiga en bieleta inferior

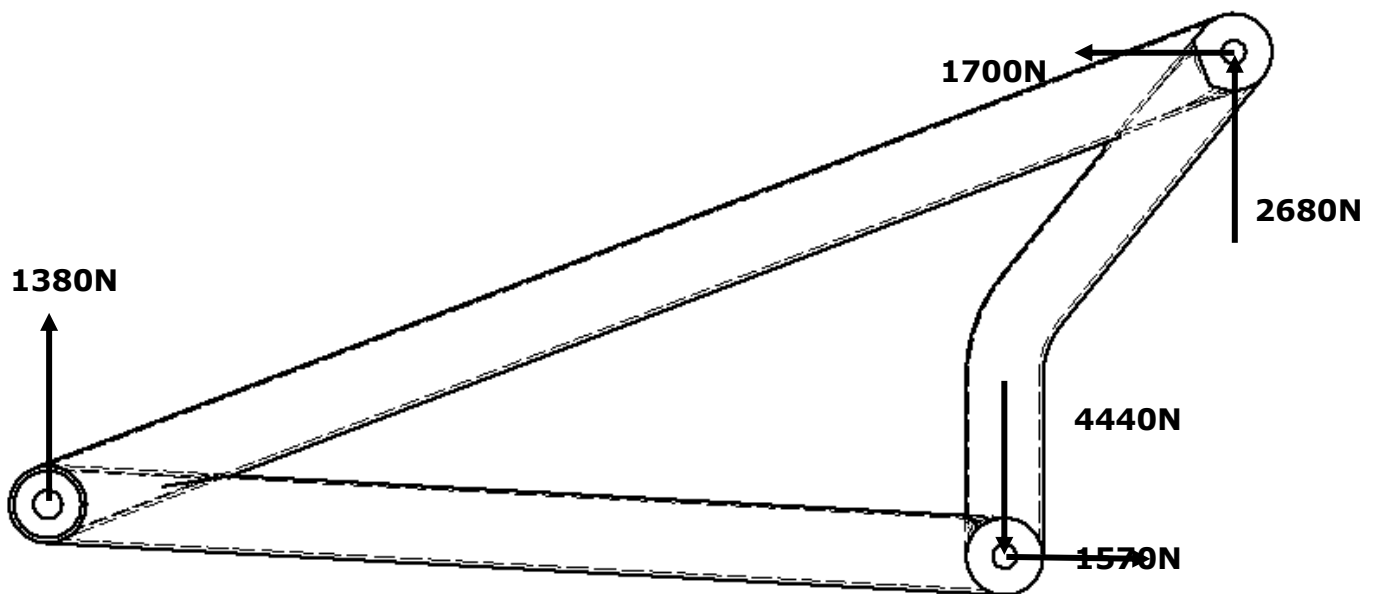


Imagen 46 Esfuerzos en fatiga en triángulo trasero

6.2. CÁLCULO DE LA TENSIÓN LÍMITE DE FATIGA

Para realizar el análisis a fatiga de los componentes primero será necesario calcular la tensión límite de fatiga para este caso y elegir el criterio a seguir.

- **Cálculo de la tensión límite:**

Para calcular este valor, se toma el valor que aparece en la Imagen 23 del Documento I, la cual es la tabla con las características del aluminio empleado. De ahí obtenemos que la tensión límite de fatiga es de 300MPa.

En este caso, se puede tomar el valor de 300MPa como válido ya que los esfuerzos mayoritarios a los que va a estar sometido el cuadro son de flexión, ensayo para el que se ha obtenido el valor de referencia. También es necesario aplicar un coeficiente debido a la rugosidad de la superficie, pero como ésta está pulida, el coeficiente modificativo tendrá un valor de 1.

Por lo tanto, el valor de la tensión límite de fatiga será de 300MPa.

- **Elección del criterio a seguir:**

Dado que es el criterio más restrictivo para este tipo de diseños, para analizar el modelo se empleará el criterio de Soderberg (Imagen 47).

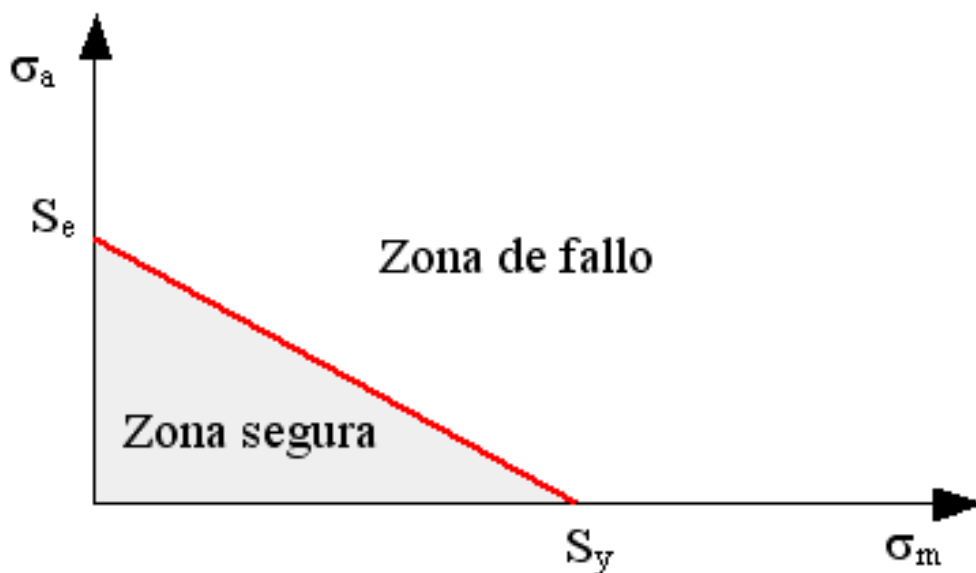


Imagen 47 Criterio de Soderberg

El criterio se basa en los valores de tensión media y alternante en el punto analizado y establece que la pieza resistirá en el punto analizado siempre que se cumpla:

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_e} \leq 1$$

Gráficamente el criterio se representa por una línea recta en el gráfico de tensión media frente a tensión alternante, denominada línea de Soderberg, que indica la frontera del fallo. Cualquier punto con una combinación de tensiones media y alternante a la izquierda de la línea resistirá, mientras que uno a la derecha de la línea fallará según este criterio.

6.3. ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS A FATIGA

Antes de proceder con los análisis es necesario indicar que se tomará como σ_m al valor medio de la tensión obtenida en los análisis ya que estas tensiones fluctuarán entre 0 y los valores obtenidos, también se tomará la mitad de los valores obtenidos en el análisis como el valor de la amplitud de tensiones σ_a .

A continuación, se introducen las cargas obtenidas en el anterior análisis y se obtienen las tensiones máximas generadas durante el ensayo.

6.3.1. Análisis del triángulo delantero

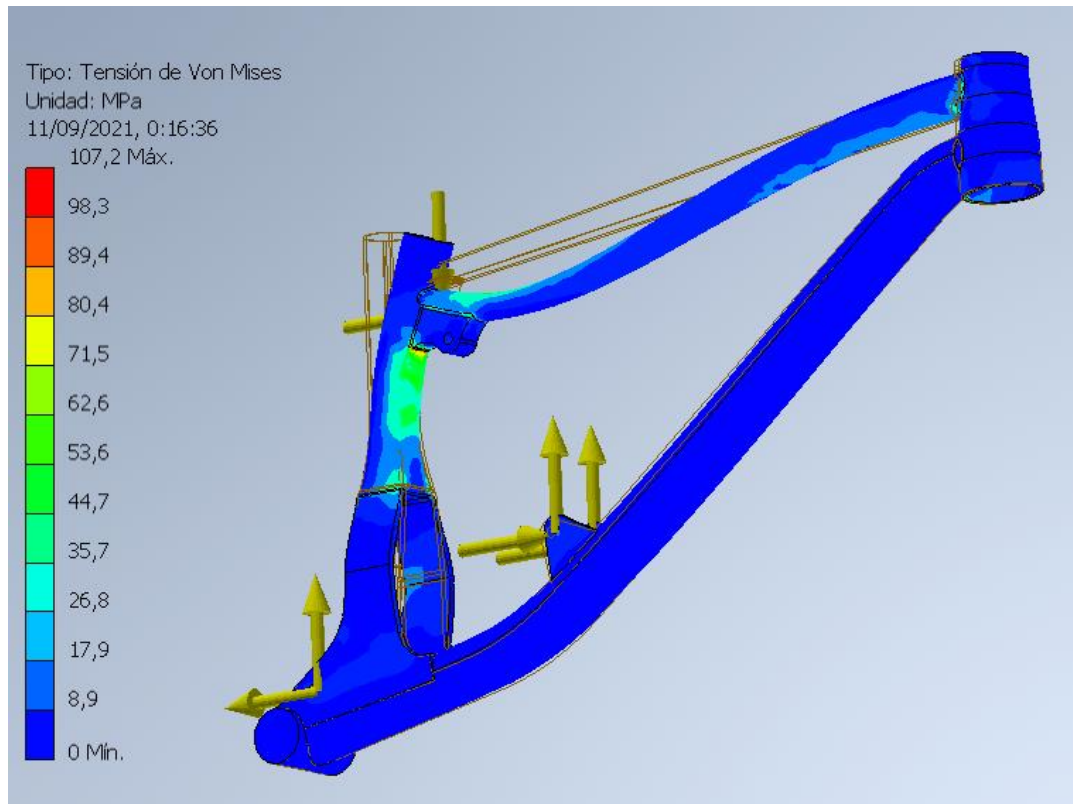


Imagen 48 Análisis a fatiga del triángulo delantero

Como se puede ver en la Imagen 48, La tensión máxima obtenida es de 107.2MPa, por lo que σ_m será igual a 53.6MPa y σ_a será también igual a 53.6MPa.

Siguiendo el criterio de Soderberg:

$$\frac{53.6}{450} + \frac{53.6}{300} = 0.298 < 1$$

Por lo que se cumple con el criterio y por lo tanto este componente tendrá "vida infinita" (por encima de 10^6 ciclos).

6.3.2. Análisis del triángulo trasero

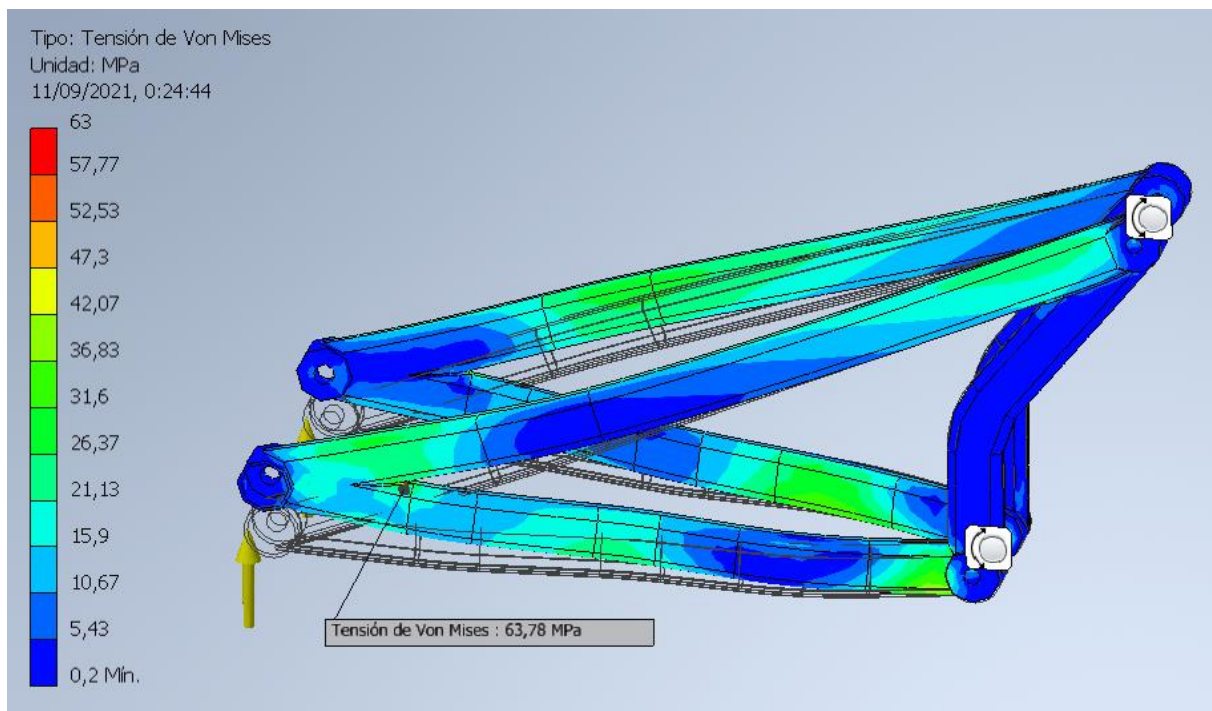


Imagen 49 Análisis de fatiga del triángulo trasero

En la Imagen 49, al igual que en el anterior caso se realiza el análisis y se obtiene un valor máximo de tensión de 63.78MPa, por lo que σ_m será igual a 31.89MPa y σ_a será también igual a 31.89MPa.

Aplicando de nuevo el criterio de Soderberg:

$$\frac{31.89}{450} + \frac{31.89}{300} = 0.1417 < 1$$

En este caso también se cumple el criterio para "vida infinita" de este material.

6.3.3. Análisis de la bieleta superior

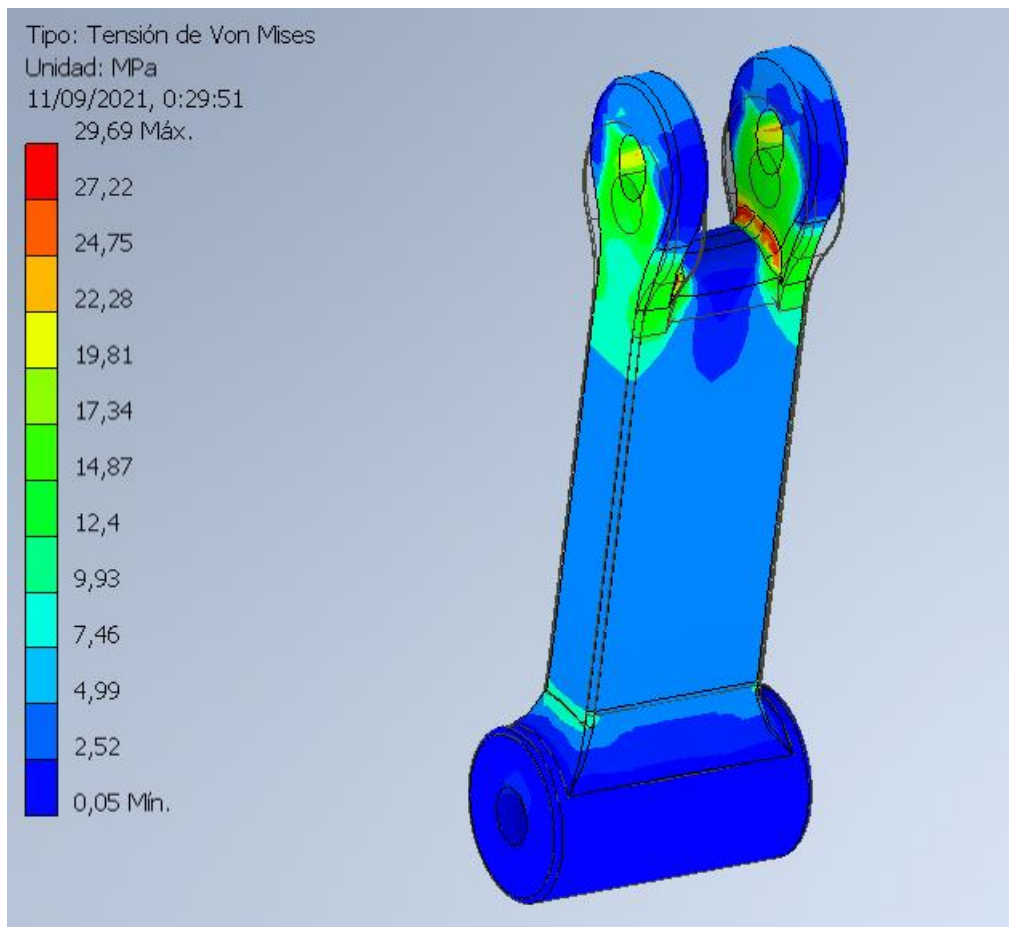


Imagen 50 Análisis de fatiga de la bieleta superior

En la Imagen 50, se puede ver como la tensión máxima es de 29.69MPa, dando como valor para σ_m y σ_a 14.85MPa.

Aplicando el criterio de Soderberg se obtiene que:

$$\frac{14.85}{450} + \frac{14.85}{300} = 0.0825 < 1$$

Se cumple de forma sobrada el criterio de "vida infinita" para el material.

6.3.4. Análisis de la bieleta inferior

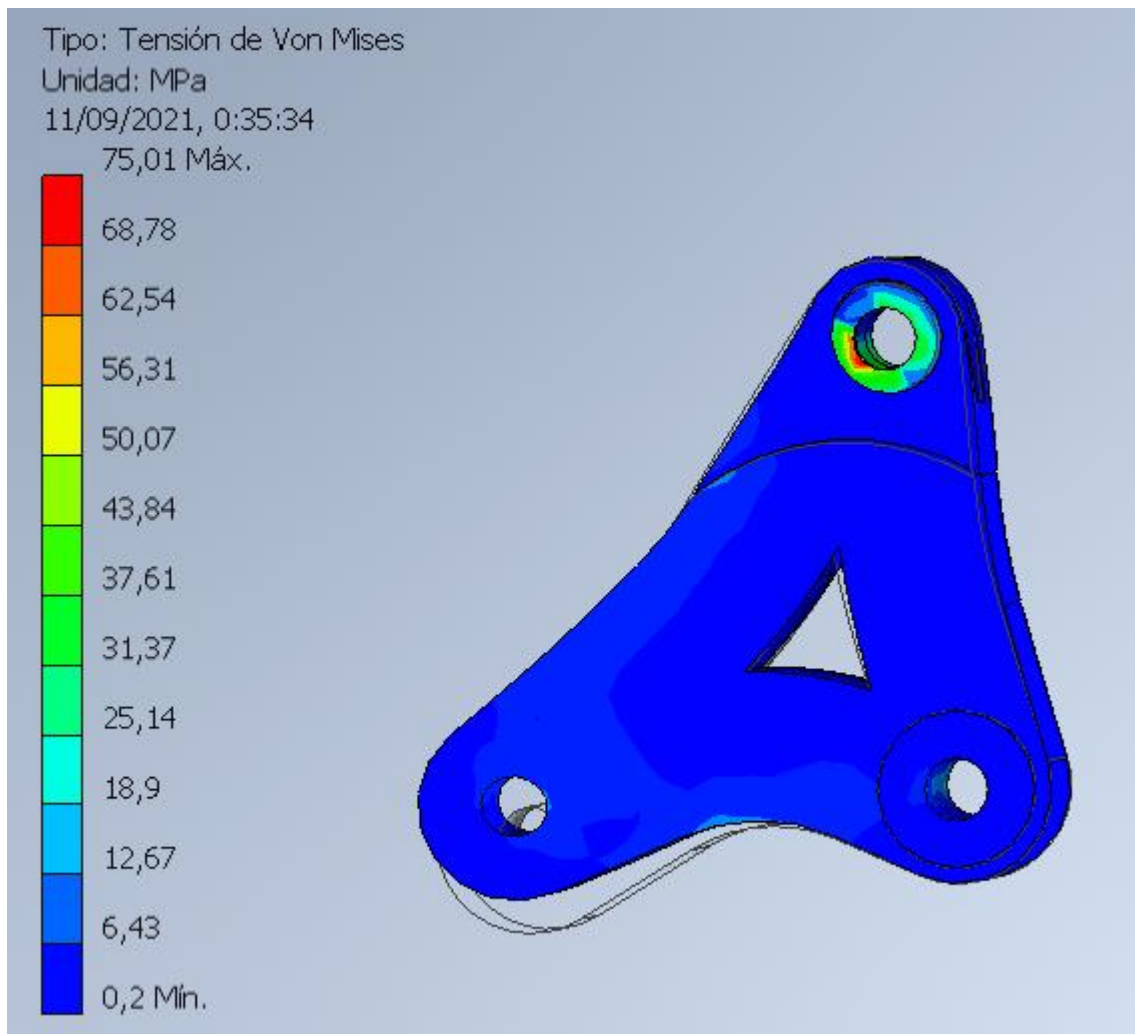


Imagen 51 Análisis de fatiga de la bieleta inferior

En la Imagen 51, se ve que el valor máximo de tensión es de 75.01MPa, dando como valores para la tensión media y la amplitud 37.51MPa.

Aplicando el criterio de Soderberg:

$$\frac{37.51}{450} + \frac{37.51}{300} = 0.2084 < 1$$

Por lo tanto, se puede afirmar que todos los componentes superan el criterio de "vida infinita".

7. REFERENCIAS

[7] Anti Squat – Linkage Design

<https://linkagedesign.blogspot.com/2010/05/tutorial-anti-squat.html>

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

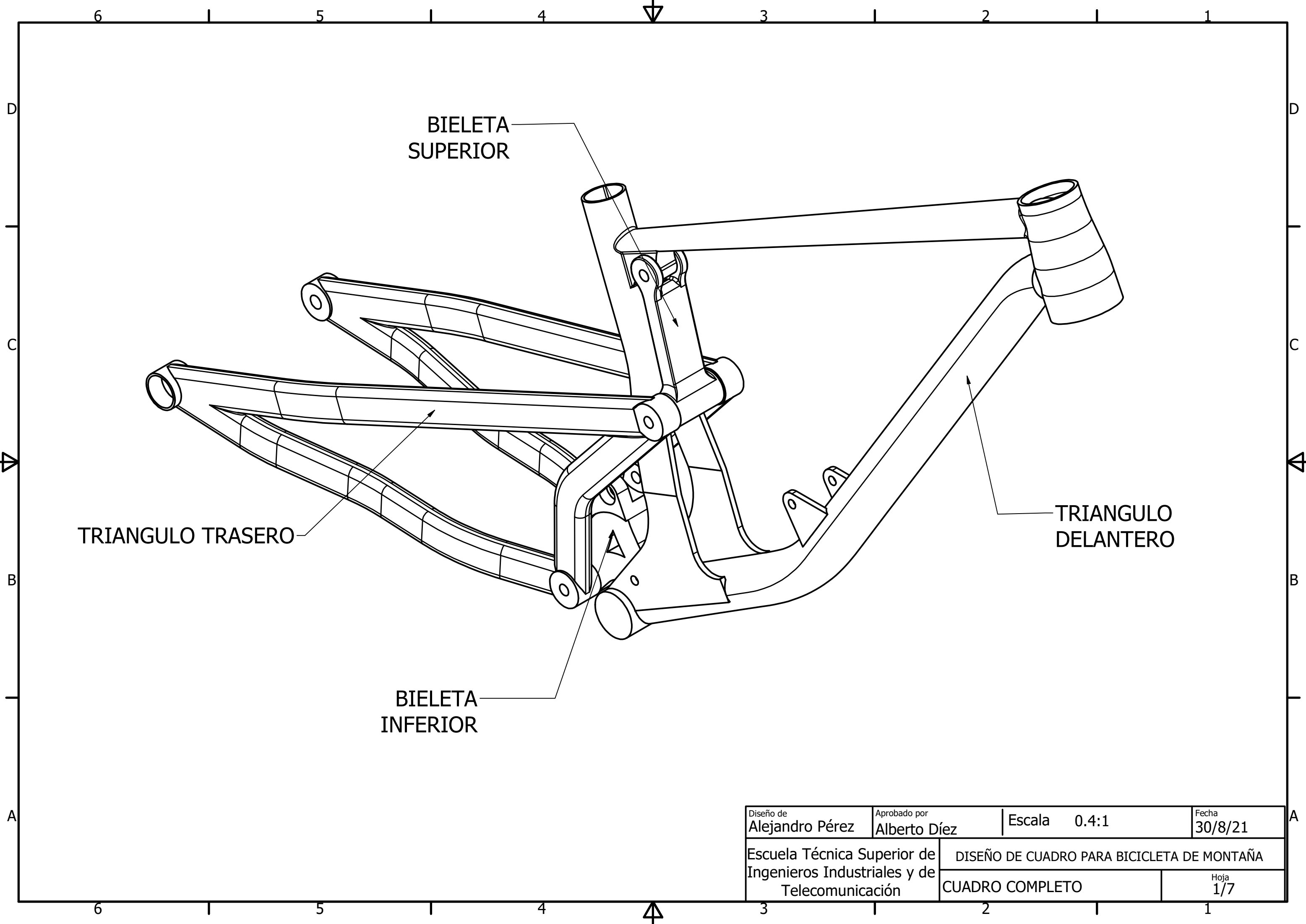


Proyecto Fin de Grado

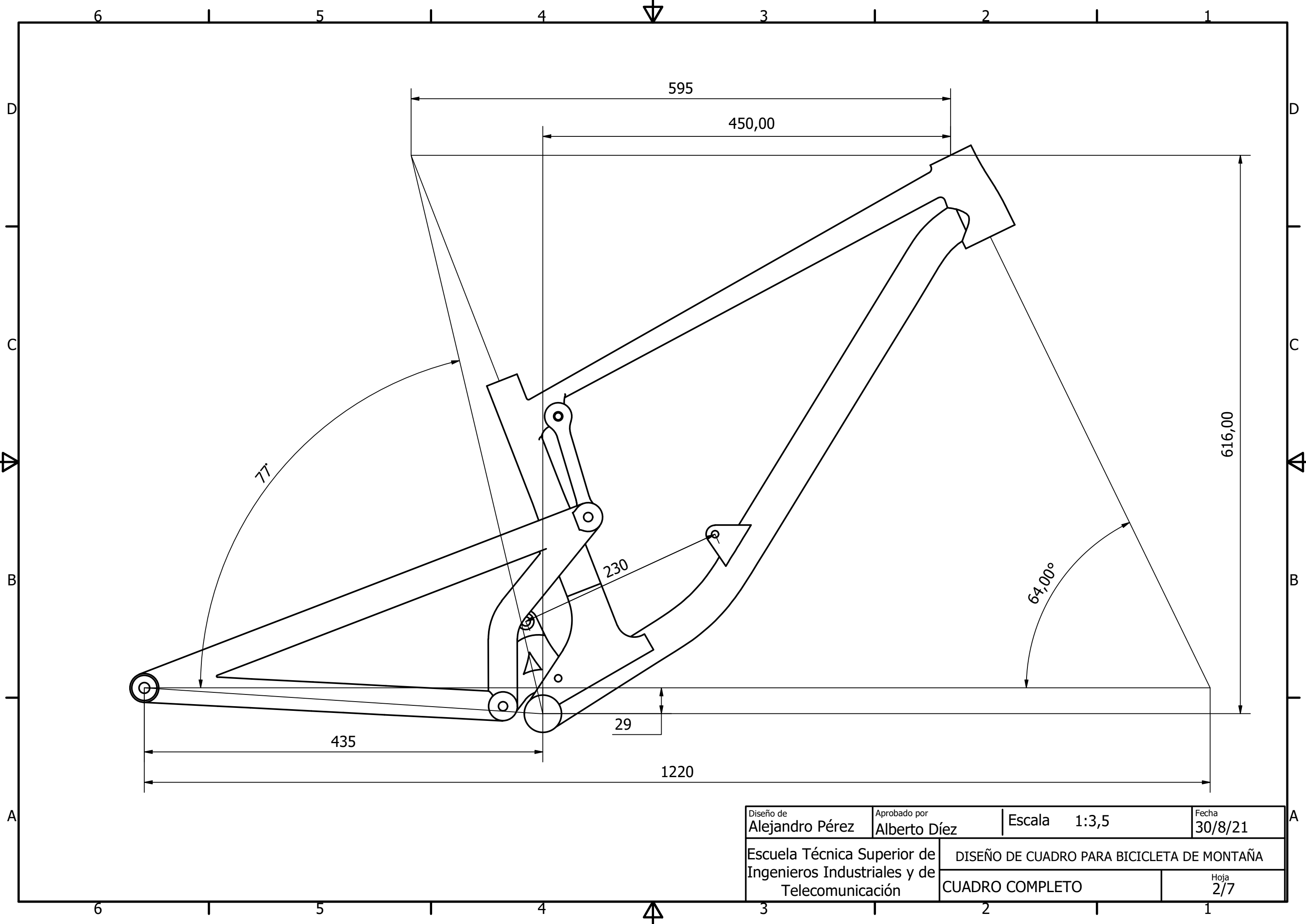
DOCUMENTO III. PLANOS

Autor: Alejandro Pérez Sáiz

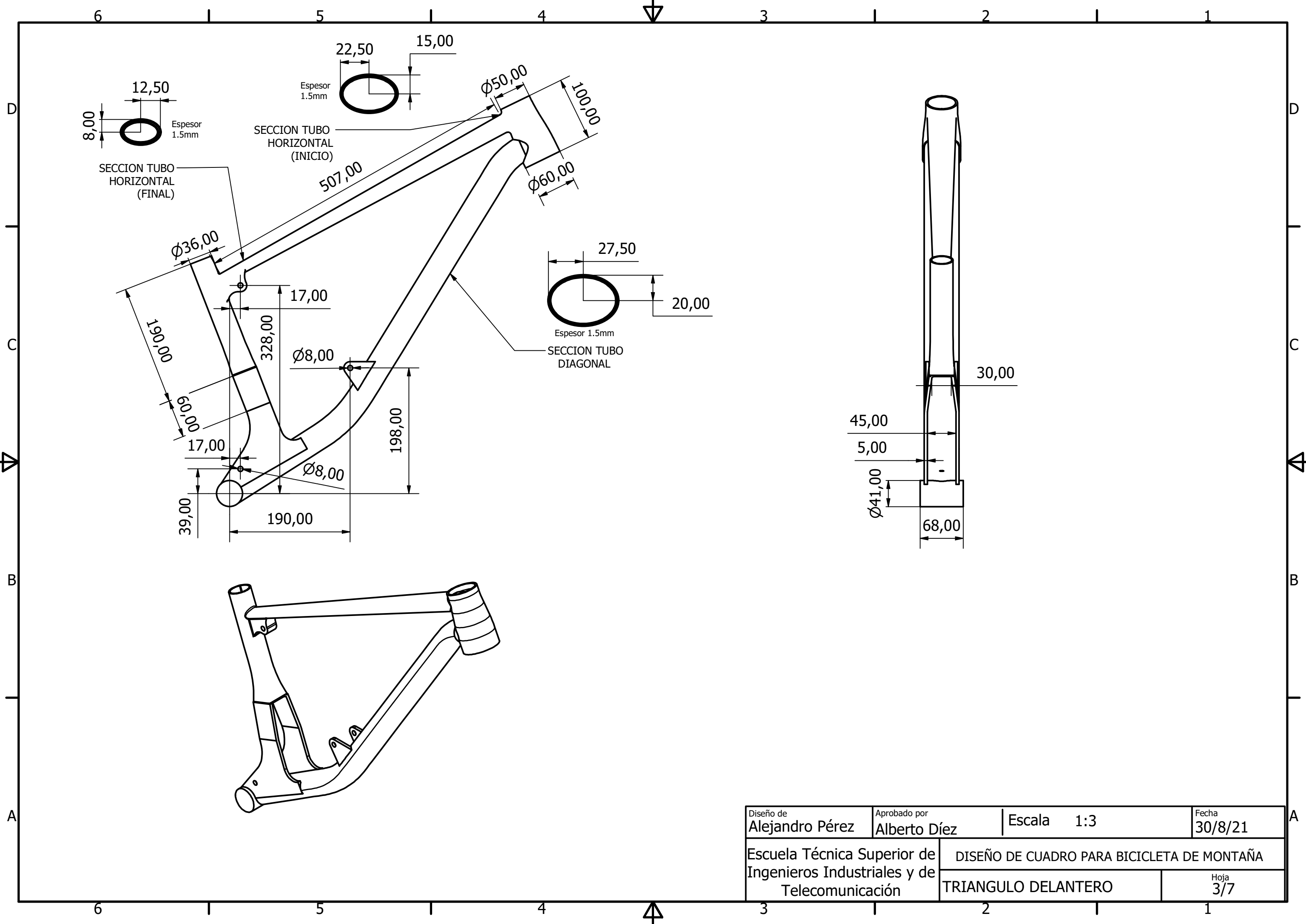
Septiembre - 2021



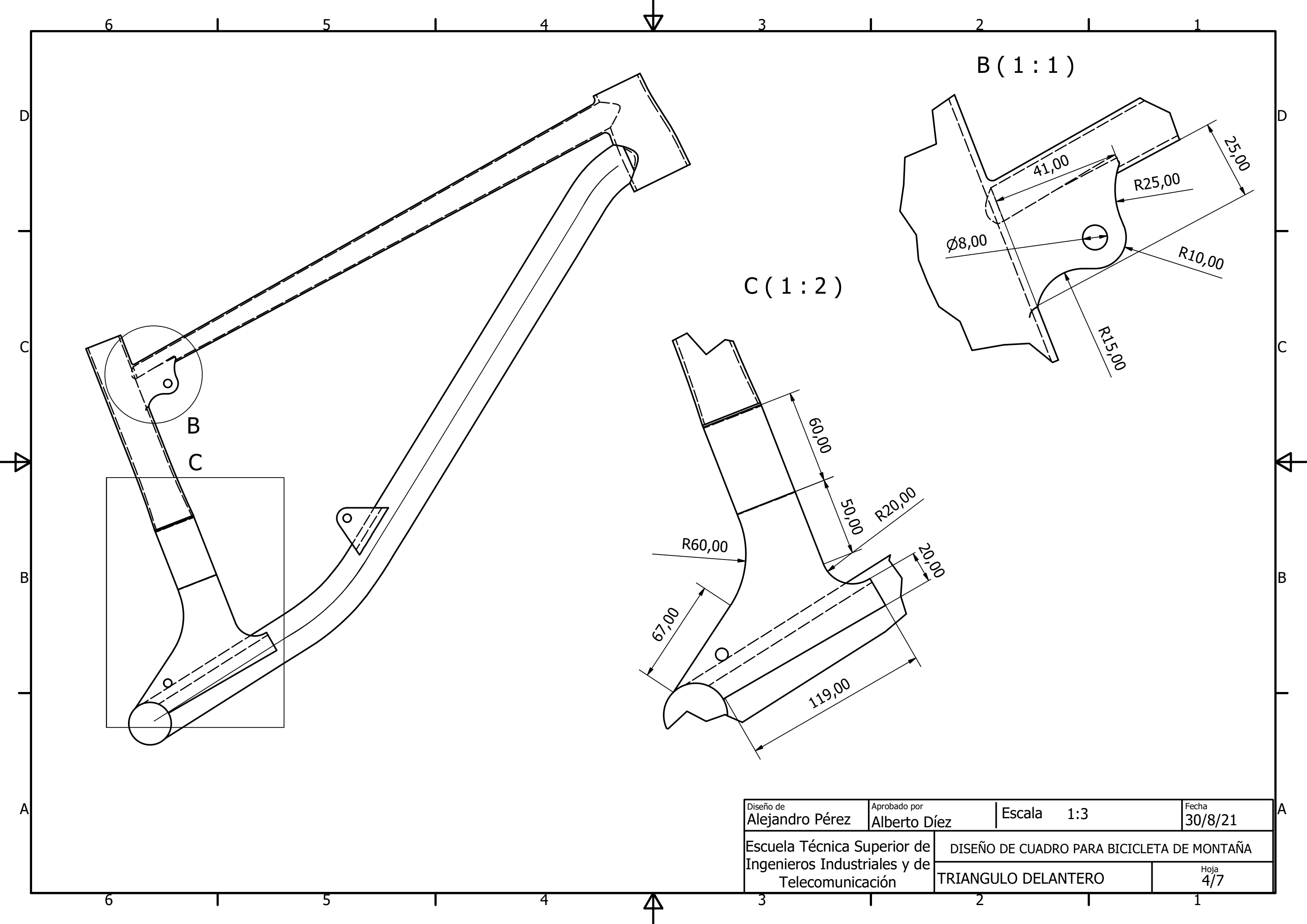
Diseño de Alejandro Pérez	Aprobado por Alberto Díez	Escala 0.4:1	Fecha 30/8/21
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación		DISEÑO DE CUADRO PARA BICICLETA DE MONTAÑA	
		CUADRO COMPLETO	Hoja 1/7

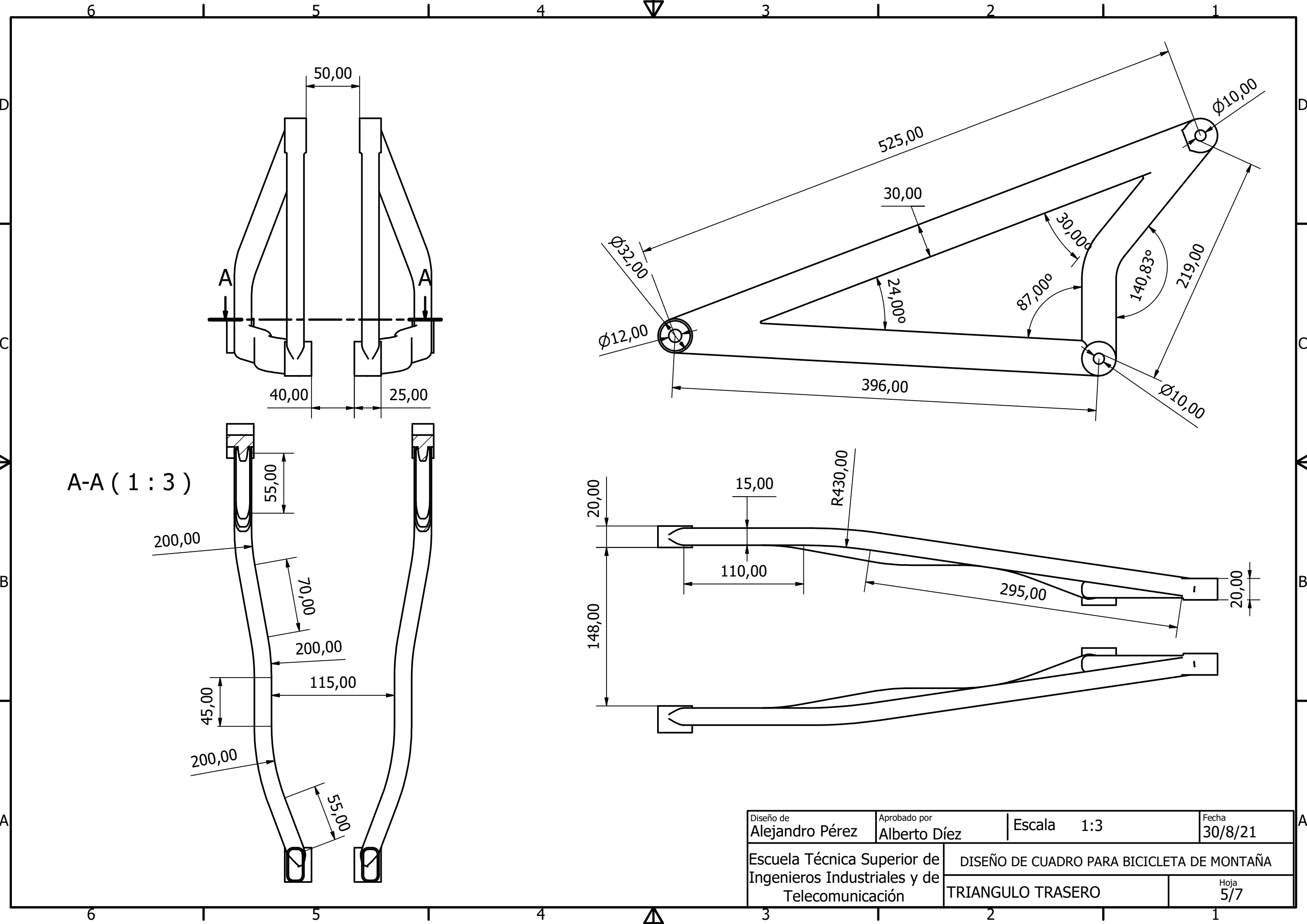


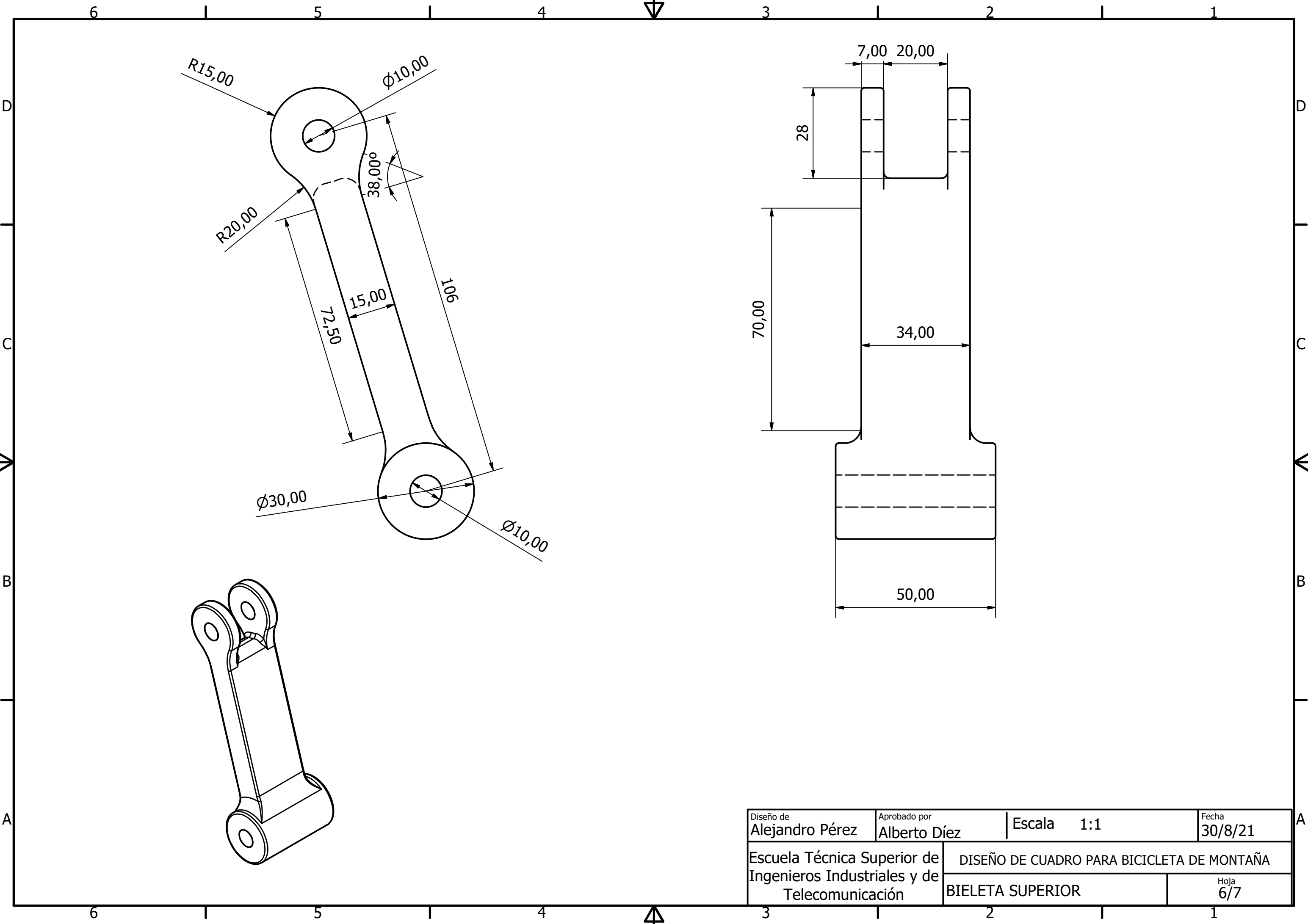
Diseño de Alejandro Pérez	Aprobado por Alberto Díez	Escala 1:3,5	Fecha 30/8/21
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación		DISEÑO DE CUADRO PARA BICICLETA DE MONTAÑA	
		CUADRO COMPLETO	Hoja 2/7



Diseño de Alejandro Pérez	Aprobado por Alberto Díez	Escala 1:3	Fecha 30/8/21
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación		DISEÑO DE CUADRO PARA BICICLETA DE MONTAÑA	
		TRIANGULO DELANTERO	Hoja 3/7



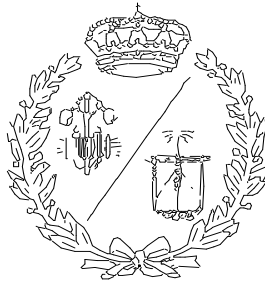




Diseño de Alejandro Pérez	Aprobado por Alberto Díez	Escala 1:1	Fecha 30/8/21
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación		DISEÑO DE CUADRO PARA BICICLETA DE MONTAÑA	
		BIELETA SUPERIOR	Hoja 6/7

Escuela Técnica Superior de Ingenieros
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

DOCUMENTO IV. PLIEGO DE CONDICIONES

Autor: Alejandro Pérez Sáiz

Septiembre - 2021

INDICE

1. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES	1
1.1. DISPOSICIONES GENERALES DEL PROYECTO.....	1
1.2. CONDICIONES LEGALES Y ADMINISTRATIVAS	1
2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS PARTICULARES	3
2.1. DISPOSICIONES FACULTATIVAS Y OBLIGACIONES DE LOS PARTICIPANTES EN EL PROYECTO.....	3
2.1.1. El promotor del proyecto	3
2.1.2. El constructor	3
2.1.3. El director del proyecto	3
2.2. ESPECIFICACIONES DE MATERIALES Y EQUIPOS	4
2.3. ESPECIFICACIONES DE EJECUCION	4
2.4. TRABAJOS DEFECTUOSOS	5
3. PLIEGO DE CONDICIONES ECONÓMICAS	6
3.1. CRITERIO GENERAL	6
3.2. CONTRATO	6
3.3. PRECIOS	6
3.4. PLAZOS DE EJECUCIÓN	6
3.5. VARIOS	7

1. PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

1.1. DISPOSICIONES GENERALES DEL PROYECTO

Este pliego de condiciones quiere ser la base y el apoyo en la fabricación del cuadro de una bicicleta de montaña en la disciplina "enduro", objetivo del proyecto. Por tanto, se definen las condiciones en las que se realizará el contrato con el constructor, desde su aspecto legal, económico y técnico.

El objeto del proyecto consiste en el diseño de un cuadro para bicicleta de montaña de la disciplina de Enduro. Además del diseño profundiza en el estudio del sistema de suspensión, el dimensionamiento de los componentes, los esfuerzos y las deformaciones producidas y la construcción del mismo.

1.2. CONDICIONES LEGALES Y ADMINISTRATIVAS

Para llevar a cabo la realización del proyecto de forma correcta, se fijarán las condiciones en los siguientes documentos:

- La memoria de todos los cálculos necesarios, reflejados en el anexo de CALCULOS.
- Los planos de detalle correspondientes a cada una de las piezas del cuadro y del sistema de suspensión, reflejados en el anexo de PLANOS.
- El pliego de condiciones, presente en este documento.
- El presupuesto completo del proyecto junto con las mediciones, detallado en el documento PRESUPUESTO.

Para la realización de los trabajos, se deberán seguir estos documentos.

El contrato se redactará mediante un documento privado entre el promotor del proyecto, en este caso Alejandro Pérez, y el constructor. En caso de no llegar a un acuerdo sobre cualquier aspecto del contrato, se derivará el caso a los Tribunales Administrativos para su resolución.

En cuanto a las relaciones para la ejecución del trabajo entre el promotor y el constructor, se basarán en el principio de buena fe de ambas partes, ya que existe una amistad entre ambos y ambos se beneficiarán de esta colaboración.

En la planificación de la seguridad se deberá cumplir el Real Decreto 1215/1997, estableciéndose las condiciones mínimas de seguridad para los trabajadores y se deberá seguir la legislación vigente.

En cuanto a la limpieza de los trabajos, éstos deberán ser realizados de manera correcta, manteniendo limpias todas las instalaciones y ocupándose de retirar los desechos y sobrantes a su lugar correspondiente en el caso de que tengan que ser reciclados.

2. PLIEGO DE CONDICIONES TÉCNICAS PARTICULARES

2.1. DISPOSICIONES FACULTATIVAS Y OBLIGACIONES DE LOS PARTICIPANTES EN EL PROYECTO

2.1.1. El promotor del proyecto

El promotor del proyecto, en este caso, es Alejandro Pérez y su obligación es la de realizar el proyecto de fabricación de un cuadro para bicicleta de montaña. Para ello debe redactar un proyecto que contenga toda la información necesaria para su fabricación, incluyendo todos los planos, cálculos y detalles necesarios para su correcto desarrollo. Estos documentos se acogerán a la normativa vigente y serán realizados por ingenieros técnicos competentes.

2.1.2. El constructor

El constructor es el encargado de realizar mediante medios humanos y materiales el proyecto, una vez redactado el proyecto por el promotor, la relación entre promotor y constructor se recoge en el contrato y en el pliego de condiciones.

El constructor deberá tener tanto las habilidades como la formación necesaria para la construcción del proyecto, así como debe cumplir con las condiciones que se establecen legalmente. Es responsabilidad del constructor seguir aquellas medidas que afecten a la seguridad y debe cumplir con todas las condiciones en materia de prevención de riesgos laborales de acuerdo con la legislación vigente. El constructor deberá supervisar su trabajo tanto desde el punto de vista de la calidad como de la seguridad. Su trabajo se desarrollará en conformidad con la documentación facilitada por el promotor. El constructor será responsable de la disposición del personal necesario para realizar las tareas, así como de su formación y de la capacidad de estos para realizar el proyecto.

2.1.3. El director del proyecto

En este caso el director del proyecto coincide con el promotor de este. Se encarga de realizar las labores de dirección en todos los campos del proyecto. Deberá tramitar las licencias y ser la principal vía de coordinación y comunicación. Es tarea

del director del proyecto realizar las modificaciones que estime oportunas para el correcto desarrollo del proyecto. En caso de fuerza mayor podrá detener la realización del proyecto.

2.2. ESPECIFICACIONES DE MATERIALES Y EQUIPOS

Antes de realizar la ejecución del proyecto, el constructor está obligado a informar sobre el tipo y la procedencia de los materiales, el equipo y las herramientas con las que va a realizar el trabajo, así como las especificaciones técnicas y calidades de todos ellos.

El material de fabricación se deberá almacenar conforme a las normas del fabricante y no se deberá utilizar en el caso de superar su vida útil o en caso de observar algún tipo de defecto.

El constructor puede utilizar los equipos y materiales que desee conforme a sus intereses en el caso de que no se refleje el mismo en los documentos correspondientes.

En el caso de tener que realizar algún ensayo previo a la fabricación del prototipo, este correrá a cargo del constructor.

2.3. ESPECIFICACIONES DE EJECUCION

Los cortes de los materiales se realizarán mediante una sierra de cinta, en el caso de los tubos y mediante una cizalla hidráulica en el caso de las chapas. En cuanto a las operaciones de plegado, estas se realizarán en una plegadora de chapa, en el caso de las chapas y en una curvadora de tubo en el caso de los tubos.

En cuanto al mecanizado CNC de las piezas, estas se realizarán mediante una fresadora de 3 ejes.

Los cortes de las chapas que así lo requieran se realizarán mediante una mesa de corte por láser.

El proceso de soldadura se deberá de realizar mediante el método de soldadura TIG, siguiendo la norma DIN 1910 y siguientes, que regulan el proceso de soldado. Se deberá prestar especial atención a la limpieza del puesto de trabajo y al ambiente en el que se realiza. También se deberá de disponer de un sistema de extracción mecánica de humos con el fin de evitar intoxicaciones por la inhalación de los gases producidos durante el proceso de soldadura. Una vez realizadas las

soldaduras, se deberán inspeccionar con un ensayo no destructivo para comprobar que no existan defectos o fisuras en estas.

En cuanto a la perforación o al punzonado, se realizará mediante un taladro con broca o un escariador con la medida correspondiente al agujero deseado. Se tendrá especial atención a las rebabas producidas en el taladrado para su posterior eliminación. Para realizar uniones mediante tornillos se realizarán conforme a lo redactado en el proyecto, atendiendo al par requerido en cada tornillo.

2.4. TRABAJOS DEFECTUOSOS

El constructor es el responsable de la ejecución del proyecto y por lo tanto debe cumplir con todas las condiciones del mismo. Este hecho estará reflejado en el contrato firmado entre ambas partes.

El constructor empleará los materiales adecuados conforme al proyecto y será responsable de que no tengan ninguna tara o defecto de fabricación, y en el caso de que no se ajuste al proyecto, deberá repetir el trabajo para realizarlo de forma correcta. En caso de producirse vicios ocultos en la fabricación del prototipo, el constructor será el único responsable de los mismos, por lo tanto, en caso de que se produzcan estos defectos, el constructor deberá rehacer el trabajo mal ejecutado sin coste alguno.

3. PLIEGO DE CONDICIONES ECONÓMICAS

3.1. CRITERIO GENERAL

Las condiciones económicas se redactarán para asegurar el correcto funcionamiento de los pagos correspondientes por los trabajos realizados.

3.2. CONTRATO

El contrato se firmará antes del comienzo de los trabajos. Este se firmará entre el promotor, el cual es la parte que solicita los servicios y el constructor, parte que realiza los servicios. Este contrato debe evitar posibles malinterpretaciones y discrepancias entre las partes, teniendo que definir todas las cláusulas de forma correcta.

En cuanto a los pagos, estos deberán ser abonados en las fechas establecidas por el contrato, pudiendo exigir garantías en las obligaciones de pago.

3.3. PRECIOS

El presupuesto deberá incluir toda la información relativa al precio de fabricación, tanto de materiales como de mano de obra, además de los impuestos correspondientes. Este precio se especificará en las unidades correspondientes por separado (incluyendo los costes directos, directos complementarios e indirectos).

En el caso de que el constructor no haya realizado ninguna observación anterior no podrá aumentar el precio de cualquier elemento del presupuesto. Estas reclamaciones serán asumidas por el constructor y su coste deberá ser asumido por el mismo.

3.4. PLAZOS DE EJECUCIÓN

La realización de los trabajos se desarrollará conforme a los plazos pactados entre el constructor y el promotor, de tal forma que se respeten los mismos y el trabajo se desarrolle de forma correcta en el tiempo establecido.

En el caso de que se produzca algún retraso en la fabricación con respecto de los plazos planificados, el promotor podrá penalizar al constructor conforme a las penalizaciones establecidas en el contrato.

Una vez finalizado el trabajo, el constructor hará entrega del material terminado al promotor y se realizará la liquidación del proyecto. En caso de que alguna de las partes se encuentre disconforme con algún aspecto y no se llegase a un acuerdo se presentarían los recursos pertinentes en los tribunales.

3.5. VARIOS

El constructor está obligado a mantener y asegurar el proyecto contratado mientras dure la fabricación del mismo. También deberá conservar en óptimas condiciones el material fabricado una vez haya concluido el proceso de fabricación.

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN**

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Grado

DOCUMENTO V. PRESUPUESTO

Autor: Alejandro Pérez Sáiz

Septiembre - 2021

INDICE

1.	DISTRIBUCION DEL PRESUPUESTO	1
2.	COSTE DE LOS MATERIALES	2
2.1.	MATERIAS PRIMAS	2
2.2.	COMPONENTES NORMALIZADOS	3
3.	MANO DE OBRA	4
3.1.	DISEÑO Y PROYECTOS	4
3.2.	FABRICACIÓN Y MONTAJE.....	5
4.	RESUMEN DE COSTES DEL PROYECTO	6

INDICE DE TABLAS

Tabla 1	Presupuesto de materias primas	2
Tabla 2	Presupuesto de componentes normalizados	3
Tabla 3	Presupuesto de diseño y proyectos	4
Tabla 4	Presupuesto de montaje y fabricación	5
Tabla 5	Resumen de partidas de coste del proyecto.....	6

1. DISTRIBUCION DEL PRESUPUESTO

El presupuesto del proyecto recoge todas las partidas que forman el coste total del prototipo. Este presupuesto contempla los siguientes aspectos:

- **Materias primas:** Son aquellos materiales de origen primario, que posteriormente se transformarán en el diseño del prototipo.
- **Componentes normalizados:** Son aquellos componentes que se obtienen de un proveedor y que se encuentran acogidos a la normativa correspondiente.
- **Mano de obra:** Incluye todos los costes derivados tanto del diseño y proyectado del prototipo, como de su fabricación.

2. COSTE DE LOS MATERIALES

2.1. MATERIAS PRIMAS

En este apartado se recogen todos los materiales que servirán de base para la fabricación de los componentes fabricados.

Tabla 1 Presupuesto de materias primas

MATERIA PRIMA				
MATERIAL	UD. MEDIDA	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	SUBTOTAL
Perfil aluminio 7005 ovalado 55x40x1,5	m	1	35,00€	35,00€
Perfil aluminio 7005 hidroformado ovalado sección variable (600mm) 45x30x1,5/25x16x1,5	Ud.	1	48,00€	48,00€
Chapa aluminio 7005 500x500x5	m ²	1	67,50€	16,88€
Bloque de aluminio 7005 macizo para mecanizado 300x200x50	dm ³	1	13,50€	40,50€
Perfil aluminio 7005 rectangular 32x16x2	m	2	13,80€	27,60€
Pipa dirección aluminio 7005 100mm 1 1/8" - 1 1/5"	Ud.	1	9,00€	9,00€
Caja pedalier aluminio 7005	Ud.	1	12,60€	12,60€

Total	189,58 €
-------	----------

El coste total de las materias primas asciende a: **Ciento ochenta y nueve euros con cincuenta y ocho céntimos (189,58€).**

2.2. COMPONENTES NORMALIZADOS

En este apartado se incluyen todos los componentes que se obtienen directamente de un proveedor.

Tabla 2 Presupuesto de componentes normalizados

COMPONENTES NORMALIZADOS				
MATERIAL	UD. MEDIDA	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	SUBTOTAL
Rodamiento de bolas SKF 6902 2Z	Ud.	10	10,99€	109,90€
Tornillo DIN 912 M10x100	Ud.	3	0,64€	1,92€
Tornillo DIN 912 M10x60	Ud.	1	0,47€	0,47€
Tornillo DIN 912 M8x60	Ud.	2	0,41€	0,82€
Total				113,11 €

El coste total de los componentes normalizados asciende a: **Ciento trece euros con once céntimos (113,11€).**

3. MANO DE OBRA

En este apartado se incluyen todos los costes pertenecientes tanto a la creación del proyecto como a la construcción y montaje del prototipo. Se calculan por separado, por un lado, los costes del diseño y la creación del proyecto y, por otro lado, los costes de la fabricación y el montaje.

3.1. DISEÑO Y PROYECTOS

En este apartado se incluyen el coste comercial, y el coste de los departamentos tanto de proyectos como de diseño.

Tabla 3 Presupuesto de diseño y proyectos

DISEÑO Y PROYECTOS				
MATERIAL	UD. MEDIDA	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	SUBTOTAL
Comercial	hr.	12	30,00€	432,00 €
Departamento de proyectos	hr.	25	48,00€	1.200,00 €
Departamento de diseño	hr.	180	60€	10.800,00 €
Total				12.432,00 €

El coste total de la realización del diseño y el proyecto asciende a: **Doce mil cuatrocientos treinta y dos euros (12.432,00€).**

3.2. FABRICACIÓN Y MONTAJE

En este apartado se incluyen los costes tanto de preparación de las materias primas, como de fabricación y montaje del prototipo.

Tabla 4 Presupuesto de montaje y fabricación

MONTAJE Y FABRICACION				
MATERIAL	UD. MEDIDA	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	SUBTOTAL
Preparación de materiales	hr.	30	32,00€	960,00 €
Mecanizado de piezas	hr.	6	86,00€	516,00 €
Soldadura	hr.	16	32,00€	512,00 €
Pintado	hr.	4	60,00€	240,00 €
Montaje y ajuste	hr.	2	32,00€	64,00 €
Total				2.292,00 €

El coste total del montaje y la fabricación del prototipo asciende a: **Dos mil doscientos noventa y dos euros (2.292,00€).**

4. RESUMEN DE COSTES DEL PROYECTO

En este apartado se incluyen los costes generales del proyecto incluyendo la administración y gestión del proyecto, el beneficio y los impuestos aplicables.

Tabla 5 Resumen de partidas de coste del proyecto

Importe de materiales	302,69€
Importe de mano de obra	14.724,00€
Total de costes directos	15.026,69€
Administración y gestión (7% s/C. Directos)	1.051,87€
Beneficio industrial (17% s/C. Directos y Adm.)	2.733,36€
Coste total	18.811,92€
IVA aplicable (21%)	3.950,50€
<u>Coste total del prototipo</u>	<u>22.762,42€</u>

El importe total de la creación del proyecto y la construcción del prototipo asciende a: **Veintidós mil setecientos sesenta y dos euros con cuarenta y dos céntimos. (22.762,42€).**